



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  

---

Escola Politécnica

## SIMULAÇÃO DO PROCEDIMENTO DE PARTIDA DE UMA TURBINA A GÁS OPERANDO EM CICLO SIMPLES

Alexandre Brandão Veras Daltro

Alexandre Navarro Costa Rodrigues

Projeto de graduação apresentado ao curso de Engenharia de Controle e Automação da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de engenheiro.

Orientador: Prof. Glauco Nery Taranto, Ph.D.

Rio de Janeiro

Abril de 2013

SIMULAÇÃO DO PROCEDIMENTO DE PARTIDA DE UMA TURBINA A GÁS  
OPERANDO EM CICLO SIMPLES

Alexandre Brandão Veras Daltro

Alexandre Navarro Costa Rodrigues

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO.

Examinado por:

---

Prof. Glauco Nery Taranto, Ph.D.

---

Prof. Ramon Romankevicius Costa, D.Sc.

---

Dr. Sandro Barros Ferreira, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

ABRIL DE 2013

## AGRADECIMENTOS

ALEXANDRE BRANDÃO VERAS DALTRO

Agradeço, primeiramente, a todo o suporte e educação proporcionados pela minha família ao longo desses vinte e três anos para chegar até esta importante etapa da vida.

Agradeço a todos os meus amigos pelos momentos de alegria e tristeza compartilhados.

Agradeço à equipe GT2 Energia pela atenção e apoio dados a este trabalho.

Agradeço, por fim, ao acaso, que me proporcionou estar ocupando este lugar no Universo.

## AGRADECIMENTOS

ALEXANDRE NAVARRO COSTA RODRIGUES

Agradeço à minha família por ter me dado condições de chegar até aqui. Foram muitos sacrifícios, tristezas e felicidades.

Agradeço aos meus amigos por terem me dado motivos para continuar.

Agradeço aos efetivos grandes mestres, que surgiram e me inspiraram.

E agradeço à equipe da GT2 Energia por ter possibilitado a execução deste trabalho, em especial à Cláudia Domingues Romeiro Shirozaki e Victor dos Santos Assumpção.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro de Controle e Automação.

## SIMULAÇÃO DO PROCEDIMENTO DE PARTIDA DE UMA TURBINA A GÁS OPERANDO EM CICLO SIMPLES

Alexandre Brandão Veras Daltro

Alexandre Navarro Costa Rodrigues

Abril/2013

Orientador: Prof. Glauco Nery Taranto, Ph.D.

Curso: Engenharia de Controle e Automação

Turbinas a gás são máquinas utilizadas para gerar trabalho mecânico a partir da energia térmica proveniente da queima de um combustível. Tais equipamentos são usados em grande escala na geração de eletricidade mundial e o estudo dos mesmos vem ganhando cada vez mais importância para o Brasil, devido a um aumento da demanda pela fonte energética térmica no país.

Para este trabalho, foi realizado um estudo de operação de turbinas a gás em centrais termelétricas, com grande foco no momento de sua partida, isto é, o estágio de transição que vai desde o comando de acionamento até a velocidade de sincronização ser atingida. A partir de dados da literatura, foi desenvolvido um procedimento de partida genérico de uma turbina a gás. Esse procedimento foi, então, simulado no software de simulação de sistemas dinâmicos VisSim.

*Palavras-chave:* partida de turbina a gás, procedimento de partida, simulação de sistemas dinâmicos.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

## SIMULATION OF THE STARTUP PROCEDURE OF AN OPEN CYCLE GAS TURBINE

Alexandre Brandão Veras Daltro

Alexandre Navarro Costa Rodrigues

April/2013

Advisor: Prof. Glauco Nery Taranto, Ph.D.

Course: Automation and Control Engineering

Gas turbines are machines used to generate mechanical work from the thermal energy of a fuel burning. They are used in large scale electricity generation worldwide and their study became more important to Brazil recently due to increased demand for thermal energy source in the country.

Herein is a study of operating gas turbines in power plants, with major focus at the startup procedure, namely the transition state from the start command until the synchronization speed is reached. It was possible to develop a generic procedure for starting up a gas turbine from the literature. Finally, this procedure was simulated in a software of dynamic systems simulation called VisSim.

*Keywords:* gas turbine startup, startup procedure, simulation of dynamic systems.

# Sumário

Lista de figuras.....	ix
Lista de tabelas.....	xiii
1. Introdução .....	1
1.1. O cenário de partida .....	1
2. Histórico.....	4
2.1. Histórico de turbinas a vapor .....	4
2.2. Histórico de turbinas a gás .....	6
2.3. Geração de energia elétrica .....	9
3. Fundamentos de turbinas a gás .....	14
3.1. Propriedades termodinâmicas .....	14
3.2. Leis da Termodinâmica.....	14
3.2.1. Primeira Lei da Termodinâmica .....	14
3.2.2. Segunda Lei da Termodinâmica .....	15
3.3. Máquinas térmicas.....	17
3.4. Ciclo de Carnot.....	18
3.5. Ciclo simples ou Ciclo <i>Brayton</i> .....	19
3.6. Turbinas a gás .....	23
3.6.1. Turbina a jato .....	23
3.6.2. Turbina para acionamento mecânico .....	24
3.6.3. Componentes.....	26
4. Operação em centrais termelétricas .....	33
4.1. Geração termelétrica .....	33
4.2. Controles de uma turbina a gás .....	33
5. Partida .....	35
5.1. O compressor na partida.....	36
5.1.1. Fenômenos de instabilidade.....	36
5.2. O procedimento de partida .....	38

6.	Implantação e simulação do procedimento de partida .....	42
6.1.	O ambiente de simulação .....	43
6.2.	Implantação dos <i>compounds</i> .....	46
6.3.	Implantação do procedimento de partida .....	51
7.	Resultados .....	59
7.1.	Simulação sem <i>trip</i> .....	59
7.2.	Simulação com <i>trip</i> .....	69
8.	Conclusões .....	71
	Bibliografia .....	72



## Lista de figuras

Figura 1 - Eolípila de Herão de Alexandria: o posicionamento e a configuração dos escapamentos gera um torque quando a água no interior da esfera oca é aquecida. ....	5
Figura 2 - Máquina a gás de John Barber, publicada em sua patente de 1791. ....	6
Figura 3 - Primeira turbina a gás industrial em operação no mundo: instalada em Neuchatel, na Suíça, era utilizada na geração de energia elétrica. ....	8
Figura 4 - Geração de energia elétrica nos Estados Unidos por fonte (2011).....	9
Figura 5 - Geração de energia elétrica na China por fonte (2010).....	10
Figura 6 - Geração de energia elétrica no Brasil por fonte (2011) (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2012). ....	11
Figura 7 - Evolução do percentual da capacidade instalada das usinas termelétricas. 12	
Figura 8 - Ilustração do funcionamento de uma máquina térmica. $TH$ representa a fonte quente e $QH$ o calor recebido desta fonte. $QC$ é o calor fornecido a fonte fria, representada por $TC$ . $W$ é o trabalho executado pela máquina.....	17
Figura 9 - Ilustração do ciclo de Carnot.....	18
Figura 10 - Esquema de uma turbina a gás em ciclo simples aberto. ....	19
Figura 11 - (a): Esquematização do ciclo Brayton. (b): Diagrama temperatura x entropia do ciclo Brayton.....	20
Figura 12 - Turbina a gás com eixo duplo e saída separada (GIAMPAOLO, 2006)...	25
Figura 13 - Configuração <i>hot end drive</i> de uma turbina a gás (GIAMPAOLO, 2006). ....	25

Figura 14 - Configuração <i>cold end drive</i> de uma turbina a gás (GIAMPAOLO, 2006). .....	26
Figura 15 - Ilustração da entrada do compressor com as <i>IGVs</i> . Retirada de (CLEYNEN, 2011). ....	27
Figura 16 – Compressor axial (COHEN, ROGERS e SARAVANAMUTTOO, 1996). .....	28
Figura 17 – Compressor radial (COHEN, ROGERS e SARAVANAMUTTOO, 1996). .....	28
Figura 18 - Câmara de combustão convencional (GIAMPAOLO, 2006). ....	30
Figura 19 - Fluxo desacelerando (a); fluxo acelerando (b) (GIAMPAOLO, 2006). ...	31
Figura 20 – Ilustração de uma turbina a gás. Retirado de (WALLCHAN). ....	32
Figura 21 - Uma das telas do SPPA-T3000, da Siemens (SIEMENS). ....	36
Figura 22 - Diferença entre fluxo normal na palheta e fluxo com <i>stall</i> (NFL, 1998)..	37
Figura 23 - Gráfico qualitativo da linha de <i>surge</i> . ....	38
Figura 24 - Típico comportamento da velocidade de rotação durante a partida.....	41
Figura 25 - Controle de partida da turbina a gás.....	43
Figura 26 - Interface do VisSim: grande área de trabalho ao centro e blocos mais usados na barra de ferramentas. Canto inferior direito mostra a quantidade de blocos na malha, o tempo de simulação, o passo de simulação, o tempo atual da simulação e o método de integração. Barra de menus acima contém mais opções. ....	44
Figura 27 - Exemplo que acompanha o VisSim.....	45
Figura 28 - Possíveis configurações das malhas de passos. Em (a), a ligação em sequência. Em (b), a ligação em sequência com ramificação. Em (c), a ligação em sequência com ramificação, sendo que uma das ramificações retorna a uma etapa anterior. As setas representam a ordem de ativação. ....	48

Figura 29 - <i>Compound</i> passo criado no VisSim.....	49
Figura 30 - <i>Compound</i> da função <i>central</i> implantada no VisSim.....	51
Figura 31 - Curva da velocidade da turbina durante a partida (LORA e NASCIMENTO, 2004). .....	54
Figura 32 - Sequenciamento de partida.....	55
Figura 33 - Arquivo do VisSim com a implantação do procedimento de partida da Tabela 2. Passos 1 a 8. ....	56
Figura 34 - Arquivo do VisSim com implementação do procedimento de partida da Tabela 2. Passos 9 a 14. ....	57
Figura 35 - Passo 10: tempo de detecção da chama de 40s ultrapassa o <i>deadline</i> (entrada TEMPO MÁXIMO) e causa <i>trip</i> . ....	58
Figura 36 - Variáveis de monitoramento importante. ....	60
Figura 37 - Primeiro passo de operação. Turbina ligada. ....	61
Figura 38 - Segundo passo de operação. Checagem dos equipamentos de proteção da turbina a gás. ....	61
Figura 39 - Terceiro passo de operação. Acionamento das bombas de lubrificação. ..	62
Figura 40 - Quarto passo de operação. Acionamento do sistema de refrigeração. ....	62
Figura 41 - Quinto passo de operação. Acoplamento do motor de partida.....	63
Figura 42 - Sexto passo de operação. Aceleração até velocidade de purga. ....	63
Figura 43 - Oitavo passo de operação. Purga.....	64
Figura 44 - Nono passo de operação. Ignição. ....	64
Figura 45 - Décimo passo de operação. Detecção de chama. ....	65

Figura 46 - Décimo primeiro passo de operação. Aceleração até velocidade de autossustentação.....	65
Figura 47 - Décimo segundo passo de operação.....	66
Figura 48 - Décimo terceiro passo de operação. ....	66
Figura 49 - Décimo quarto passo do procedimento. Operação.....	67
Figura 50 – Rotação e passos ativos. ....	68
Figura 51 - Ocorrência do <i>trip</i> no Passo 10. ....	69
Figura 52 - Simulação com <i>trip</i> . ....	70

## Lista de tabelas

Tabela 1 - Capacidade instalada em termelétricas em 2001 e 2011. .... 11

Tabela 2 - Procedimento de partida implantado. ....51

# 1. Introdução

A crescente demanda de usinas termelétricas para a geração de energia no Brasil e uma recente alteração na ordem de despacho das usinas geradoras de energia, colocando as térmicas na frente das hidráulicas para aumentar o nível dos reservatórios de água e preparar o país para a copa do mundo de 2014, tiveram uma grande influência na escolha do tema deste trabalho.

Além disso, o tema discutido neste trabalho também foi fomentado pelo atual projeto no qual os autores estiveram inseridos durante o período de estágio na empresa GT2 Energia. O projeto da empresa consiste no desenvolvimento de um simulador *full scope* de uma usina termelétrica para treinamento e capacitação dos operadores da mesma.

O foco principal de um simulador *full scope* é reproduzir totalmente o ambiente que está sendo simulado, em tempo real ou em modo acelerado, de maneira idêntica ao que ocorre no mundo real, ou seja, todos os modelos computacionais de sistemas que compõem o ambiente simulado têm que apresentar comportamento muito similar ao seu modelo físico real. Em um simulador desse tipo é possível iniciar simulações partindo de diferentes estados do ambiente simulado, que são previamente armazenados na memória de acordo com a necessidade do consumidor final. Normalmente são armazenados estados típicos de operação do ambiente simulado e situações de falhas em diferentes sistemas. Estes modos de operação são chamados de cenários, estando entre eles, portanto, o cenário de partida.

## 1.1.O cenário de partida

Durante a maior parte do período de estágio, os autores deste trabalho estiveram trabalhando no desenvolvimento da partida da turbina a gás presente na termelétrica e acabaram se interessando ao ponto de fazer o trabalho de fim de curso baseado nesse tema. Além de a partida ser a etapa mais crítica de funcionamento de uma turbina, é difícil encontrar na literatura trabalhos dedicados a esse assunto.

Durante a partida da turbina a gás, a operação acontece em regime transitório e existem algumas dificuldades extras que podem levar a falhas críticas e perdas financeiras, de equipamentos, ou mesmo podem criar situações de alto risco. Desse modo, é importante

estudar os eventos e os fenômenos que a operação nessa etapa transitória pode causar, assim como o procedimento correto para se evitá-los. A metodização e a criação de um sequenciamento rígido são comuns. O não cumprimento da sequência pode acarretar um desligamento brusco do equipamento, conhecido por *trip*.

Em uma usina termelétrica ligada à rede, um *trip* resulta na ausência de fornecimento de energia que deveria estar sendo fornecida. Isso pode acarretar multas para a empresa responsável pela usina. Além disso, pode significar perdas financeiras, uma vez que a energia poderia estar sendo vendida caso estivesse sendo gerada.

Mais graves ainda são as consequências para o equipamento. O seu desligamento brusco diminui o seu tempo de vida, que é comumente medido em horas de utilização ou quantidade de inícios. Os fabricantes de turbina a gás em geral informam um dado conhecido por equivalente-hora de operação (EOH, do inglês *Equivalent Operation Hour*), que é um cálculo baseado nas horas de utilização, na quantidade de inícios e reinícios após *trip*, com peso maior para este último caso.

Em último caso, o equipamento pode sofrer danos severos ou mesmo pode ser destruído em casos graves de instabilidade durante a partida. Os equipamentos trabalham com altas pressões e altas temperaturas, o que torna suas operações fora do ponto de projeto delicadas.

Por todos estes motivos, a partida é um momento importante e seu estudo é fundamental para a operação segura, estável e eficiente da turbina a gás. Procurou-se, neste trabalho, mostrar de forma compreensível os fenômenos pertinentes a este momento e o procedimento mais comumente encontrado na literatura.

Este trabalho encontra-se dividido em oito capítulos, sendo o primeiro esta introdução. O capítulo 2 é um breve histórico de turbinas e geração de energia elétrica, cuja intenção é mostrar como o uso de fontes térmicas tem se comportado no país e no mundo. No capítulo 3 será abordado o básico de ciclos termodinâmicos e turbinas a gás. O capítulo 4 é reservado à geração termelétrica e seus controles associados. No capítulo 5 está descrita a partida de uma turbina a gás, de modo genérico, em uma usina termelétrica. No capítulo 6 é mostrada a aplicação a uma atividade prática desenvolvida pelos autores no escopo do projeto

de um simulador e, no capítulo 7, os resultados obtidos. Em seguida, as conclusões dos autores.



## 2. Histórico

Turbinas são máquinas capazes de converter a energia presente em uma corrente de fluido em trabalho. Suas numerosas utilidades envolvem sempre a transformação deste trabalho em uma forma útil de energia para o homem, como elétrica ou mecânica.

As turbinas podem ser classificadas com base em diversos critérios; um deles é quanto ao fluido de trabalho utilizado. Por fluido de trabalho entende-se o fluido que, inserido na turbina, disponibilizará sua energia térmica e cinética à própria turbina, fazendo-a girar suas palhetas concêntricamente conectadas a um eixo. Por turbinas a gás entende-se, portanto, uma turbina cujo fluido de trabalho é um gás.

Desde suas origens, as turbinas a gás e as turbinas a vapor têm sido utilizadas em diversos campos essenciais às atividades necessárias ao homem, tais como o transporte aéreo e a geração de energia elétrica. Seu desenvolvimento, assim como toda tecnologia de ponta, está comumente relacionado às questões que envolvem as fronteiras tecnológicas da época e, mais ainda, as suas aplicações estão comumente associadas a modificações brutais e profundas das relações sociais e econômicas vigentes. Certamente, sua importância representa um dos melhores exemplos de como a engenharia pode revolucionar áreas exógenas à própria engenharia.

### 2.1. Histórico de turbinas a vapor

Inicialmente, o fluido utilizado como fluido de trabalho e empregado nas máquinas primitivas restringia-se ao vapor: o aquecimento do líquido (em geral, água) gerava vapor e fazia mover um pistão ligado a um elemento capaz de realizar movimento rotacional. O uso de dispositivos deste tipo no auxílio à execução de tarefas remonta ao século XVIII, quando a Revolução Industrial inglesa deu forma às máquinas que aumentariam a produtividade do trabalho até então totalmente manual. O inventor e engenheiro mecânico escocês James Watt (1736-1819) aperfeiçoou os trabalhos já existentes – notadamente, os do inventor inglês Thomas Newcomen (1663-1729) – e popularizou o mecanismo. Mais tarde, no século XIX, as máquinas a vapor seriam as catalisadoras da industrialização europeia: antes apenas ferramentas de produção, elas se tornaram ferramentas também de transporte. A inovação do transporte sobre trilhos com a utilização de locomotivas a vapor foi fundamental na

dinamização do cenário capitalista europeu, encurtando distâncias entre os grandes centros e entre as matérias primas e o mercado consumidor. Às máquinas a vapor deve-se a criação de toda a malha ferroviária europeia do século XIX, evidenciando que os impactos de seu desenvolvimento técnico transcendem os próprios domínios da engenharia e tornam-se também, com alta relevância, políticos, econômicos e sociais.

Esses não são, no entanto, os primeiros registros de máquinas a vapor. O conceito de transformar a energia térmica em movimento rotacional é muito mais antigo: Herão de Alexandria (10 DC – 70 DC) inventou um artefato capaz de girar com vapor d'água, chamado de Eolípila, que pode ser visto na Figura 1. O mecanismo baseava-se em uma esfera oca, com dois escapamentos curvos diametralmente opostos, ligada através de tubos a um recipiente com água. Quando submetida a aquecimento, a água no interior do recipiente transformava-se em vapor, que, ao se encaminhar para a esfera através dos tubos, escapava e gerava um torque que a fazia girar.



Figura 1 - Eolípila de Herão de Alexandria: o posicionamento e a configuração dos escapamentos gera um torque quando a água no interior da esfera oca é aquecida.

As turbinas a vapor modernas, evidentemente, em muito se distanciam destes modelos rudimentares. A história aponta o também inglês Sir Charles Parsons (1854-1931), em 1884, por ter criado o primeiro modelo moderno de turbina a vapor, muito depois, portanto, do advento da Revolução Industrial. Esse modelo teve seus direitos de produção adquiridos por George Westinghouse (1846-1914) e resultou na primeira turbina a vapor comercial, com 400 kW de potência (LORA e NASCIMENTO, 2004).

O desenvolvimento de turbinas, em seguida, acentuou-se de forma destacada no século XX, ancorado por utilidades bélicas, industriais e de geração de eletricidade. Boa parte do grande desenvolvimento técnico observado em diversos campos da nossa sociedade no século passado deveu-se à utilização e ao aprimoramento das turbinas.

## 2.2. Histórico de turbinas a gás

A ideia de utilizar o ar como fluido de trabalho, comprimindo-o e aquecendo-o para transformar sua energia em trabalho, foi publicada pelo inventor inglês John Barber (1734-1801) em uma patente datada de 1791. Uma ilustração de sua máquina segue na Figura 2. Em sua invenção, Barber separou o ar e o combustível em dois compartimentos diferentes para em seguida comprimi-los e encaminhá-los a uma câmara de combustão, onde o processo de queima gerava gases que eram expelidos em um mecanismo rotacional. A inexistência de materiais adequados associada às dificuldades técnicas referentes principalmente à compressão incubou a ideia de Barber por mais de um século.

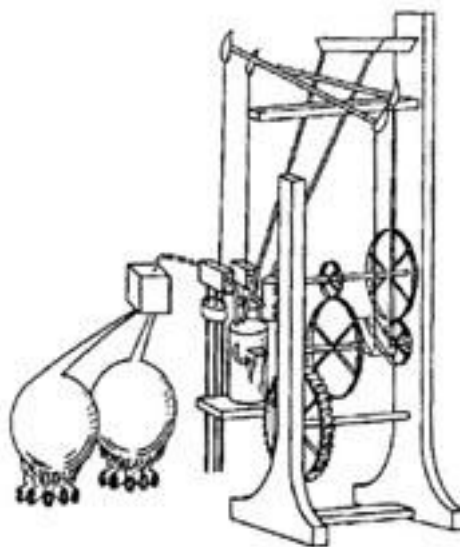


Figura 2 - Máquina a gás de John Barber, publicada em sua patente de 1791.

A possibilidade de se usar o ar atmosférico em vez de água – criando equipamentos menores, mais leves e de maior usabilidade – motivou o desenvolvimento do conceito de Barber. No início do século XX, alguns estudiosos já previam a iminência das turbinas a gás.

Em 1917, o Capitão Henry Riall Sankey (1853-1926), engenheiro irlandês e capitão do Exército Britânico, declarou em uma aula lecionada no Instituto de Engenheiros Mecânicos (*Institution of Mechanical Engineers*, em inglês) que “(...)as turbinas a vapor serão utilizadas nas grandes instalações industriais ... até que surja uma turbina a gás satisfatória” (HUNT, 2011).

Foi muito depois de Barber, de fato, que os primeiros avanços concretos se deram. Entre o final do século XVIII e início do século XIX, algumas tentativas foram realizadas, mas sem sucesso. Em 1903, o norueguês Aegidius Elling (1861-1941) construiu a primeira turbina a gás operacional, capaz de produzir mais energia do que consumia, com aproximadamente 11 cavalos de potência (GOSWAMI e KREITH, 2005). O feito, contudo, não conseguiu atrair grande atenção à sua época por suas limitações e por não apresentar grande viabilidade. No mesmo ano, Rene Armengaud e Charles Lemale trabalharam em conjunto na França com o objetivo de construir também uma turbina a gás. O trabalho, que ficou bastante conhecido, teve o mérito de utilizar um sistema de resfriamento à base de água eficiente para a época. Um projeto mais bem sucedido foi executado em 1905 pela Brown Boveri (atual ABB – ASEA Brown Boveri). A empresa instalou a primeira turbina a gás industrial, que fornecia 4.400 kW de gás aquecido e pressurizado e 900kW de energia elétrica (GIAMPAOLO, 2006). Foi o projeto do engenheiro mecânico alemão Hans Holzwarth (1877-1953), no entanto, que ganhou o maior destaque na época ao introduzir o conceito de queima a volume constante, enquanto que os projetos anteriores utilizavam queimadores de pressão constante. Holzwarth supervisionou diversos projetos até 1933, quando a Brown Boveri instalou em Hamborn, na Alemanha, a primeira turbina comercial proveniente de suas ideias, com 5MW de potência (MCNEIL, 1990).

O desenvolvimento permaneceu lento na primeira metade do século XX. Foi somente em 1939 que a Brown Boveri construiu e instalou, na cidade de Neuchatel, na Suíça, a primeira turbina a gás dedicada à geração de energia elétrica, com 4MW de potência, apresentada na Figura 3 (GIAMPAOLO, 2006). Desativada apenas em 2002, tendo operado, portanto, por 63 anos, a turbina encontra-se hoje em poder da Alstom, em uma casa de exposições em Birr, na Suíça (ASME).

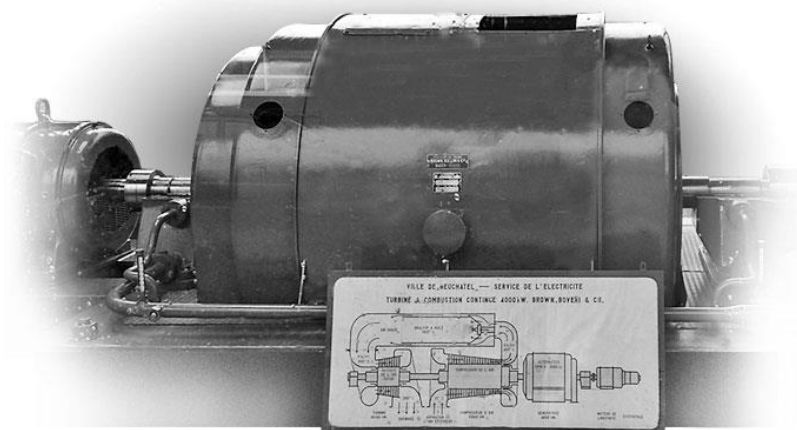


Figura 3 - Primeira turbina a gás industrial em operação no mundo: instalada em Neuchatel, na Suíça, era utilizada na geração de energia elétrica.

Neste mesmo ano, no entanto, foi deflagrada a Segunda Guerra Mundial (1939-1945). Apesar das intenções bélicas e motivações de caráter desprezível, todas as grandes potências envolvidas viabilizaram uma soma inigualável de recursos financeiros e humanos à disposição do avanço científico e tecnológico, em especial para comunicações, materiais e transporte. Neste cenário, emergiu Sir Frank Whittle (1907-1996), piloto e engenheiro aeronáutico inglês, e Dr. Hans von Oheyn (1911-1998), engenheiro alemão. Ambos são creditados pelo desenvolvimento das primeiras turbinas aeronáuticas da história, em trabalhos independentes e praticamente concomitantes (THE DRAPER PRIZE). Oheyn finalizou seus trabalhos antes de Whittle, em 1937, e o primeiro jato operacional impulsionado por turbinas a gás foi desenvolvido em solo alemão: em 1939, nascia o *Heinkel He 178*. Neste mesmo ano, Whittle finalizou seus trabalhos com sua turbina a gás aeronáutica e em 1941 voava sobre solos ingleses o *Gloster Meteor*.

O pioneirismo das obras de Oheyn e Whittle, assim como o posterior aperfeiçoamento da aviação militar e comercial, fez nascer e crescer um campo próspero para o progresso das turbinas a gás. Até hoje, boa parte das turbinas industriais são derivadas de modelos criados para a aviação. A segunda metade do século XX também reservou grandes inovações no campo da engenharia de materiais, técnicas de resfriamento e aerodinâmica, fundamentais para o seu desenvolvimento. Entre os fabricantes atuais de turbinas a gás destacam-se *GE*, *Siemens*, *Hitachi*, *Ansaldo Energia*, *Alstom* e *Rolls-Royce*.

## 2.3. Geração de energia elétrica

A geração de energia elétrica é notadamente um dos campos de maior aplicação das turbinas a gás. As usinas termelétricas são largamente utilizadas e, mais do que isso, geram a maior parte de toda a energia consumida pela população mundial. O balanço energético europeu (2009), responsável pelas estatísticas dos 27 países da União Europeia, apresenta dados conclusivos: 84% de toda a energia elétrica produzida na região provêm de fontes térmicas (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY)<sup>1</sup>. Nos Estados Unidos (2011), 89% de toda a energia elétrica produzida pelo país foi gerada em usinas térmicas – seja nuclear, a carvão, gás natural, biomassa ou petróleo e derivados<sup>2</sup> (U.S ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION (EIA), 2012). A Figura 4 mostra a participação das fontes de energia no cenário energético americano.

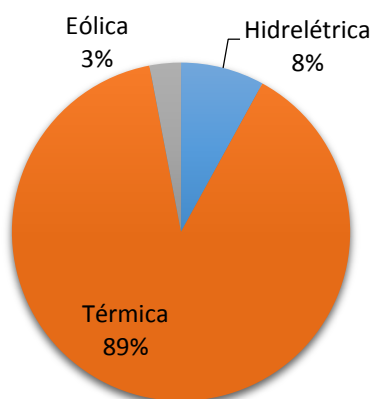


Figura 4 - Geração de energia elétrica nos Estados Unidos por fonte (2011).

A China também é altamente dependente de usinas térmicas. Mesmo após movimentos do governo chinês de investir na diversificação de sua matriz energética

---

<sup>1</sup> Carvão e turfa (26,47%), óleo (2,98%), gás (22,61%), biocombustíveis (2,85%), lixo (1%), nuclear (27,85%), geotérmica (0,17%), solar (0,43%) (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY).

<sup>2</sup> Carvão (42%), gás natural (25%), nuclear (19%), petróleo (0,47%), outros gases (0,27%), biomassa (1,38%), geotérmica (0,41%), solar (<0,1%).

(culminando na usina hidrelétrica de Três Gargantas, a maior do mundo com 22,5 GW de capacidade instalada), 81% de toda a energia produzida na China em 2010 proveio de térmicas<sup>3</sup> (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2011). A Figura 5 mostra a participação das fontes energéticas no cenário chinês.

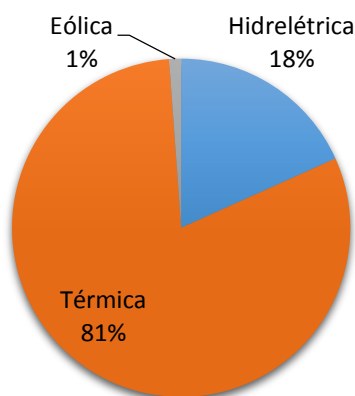


Figura 5 - Geração de energia elétrica na China por fonte (2010).

O cenário brasileiro é notoriamente diferente. A matriz energética nacional possui como base fontes de energia renováveis, com grande destaque para a geração hidrelétrica. O Brasil possui 12% da água doce do mundo, em superfície e em boas condições de exploração, apresentando um potencial hidrelétrico estimado em 260GW (PORTAL BRASIL). Sob esse cenário, é natural esperar que a hidroeletricidade desempenhe um importante papel na matriz energética. O Balanço Energético Nacional (2012) (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2012) referente ao ano de 2011 mostra que 81,9% de toda a energia elétrica gerada no país proveio de fontes hidrelétricas, enquanto que as térmicas foram responsáveis por 17,6%<sup>4</sup>. A Figura 6 mostra a participação das fontes na produção de eletricidade em 2011.

---

<sup>3</sup> Térmicas convencionais (78,45%), nuclear (1,79%), biomassa (0,29%) (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2011).

<sup>4</sup> Carvão e derivados (1,4%), Gás Natural (4,6%), Biomassa (6,5%), Derivados de petróleo (2,5%), nuclear (2,7%) (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2012).

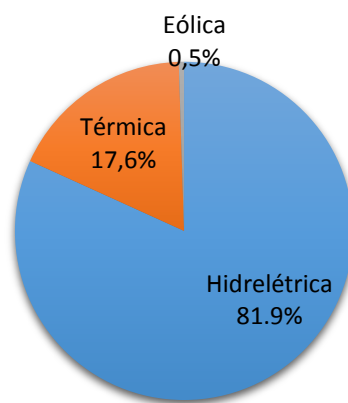


Figura 6 - Geração de energia elétrica no Brasil por fonte (2011) (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2012).

As usinas termelétricas brasileiras, além disso, atuam em caráter de suporte: com exceção das usinas nucleares, elas são acionadas pelo ONS (Operador Nacional do Sistema) somente em caso de necessidade, ou seja, em casos de a energia proveniente das hidrelétricas mostrar-se insuficiente ou em outros casos em que o ONS julgar relevante o seu acionamento. Desse modo, elas constituem essencialmente uma reserva do sistema. No entanto, é justamente aí que reside sua importância para o país: elas representam a maior barreira contra um racionamento de energia elétrica, como o ocorrido em 2001. Não à toa, a potência instalada em termelétricas quase triplicou entre 2001 e 2011 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2012), conforme mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 - Capacidade instalada em termelétricas em 2001 e 2011.

2001	2011
12.447 MW	33.250 MW

A capacidade instalada de termelétricas sobre a capacidade total do sistema também apresentou grande avanço no período, como é mostrado na Figura 7. Em 2001, as termelétricas representavam 16,62% de toda a potência instalada do sistema (incluindo a fonte nuclear), enquanto que em 2011 este índice saltou para 28,39%, evidenciando um



aumento real e significativo da sua participação na matriz energética brasileira (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2012).

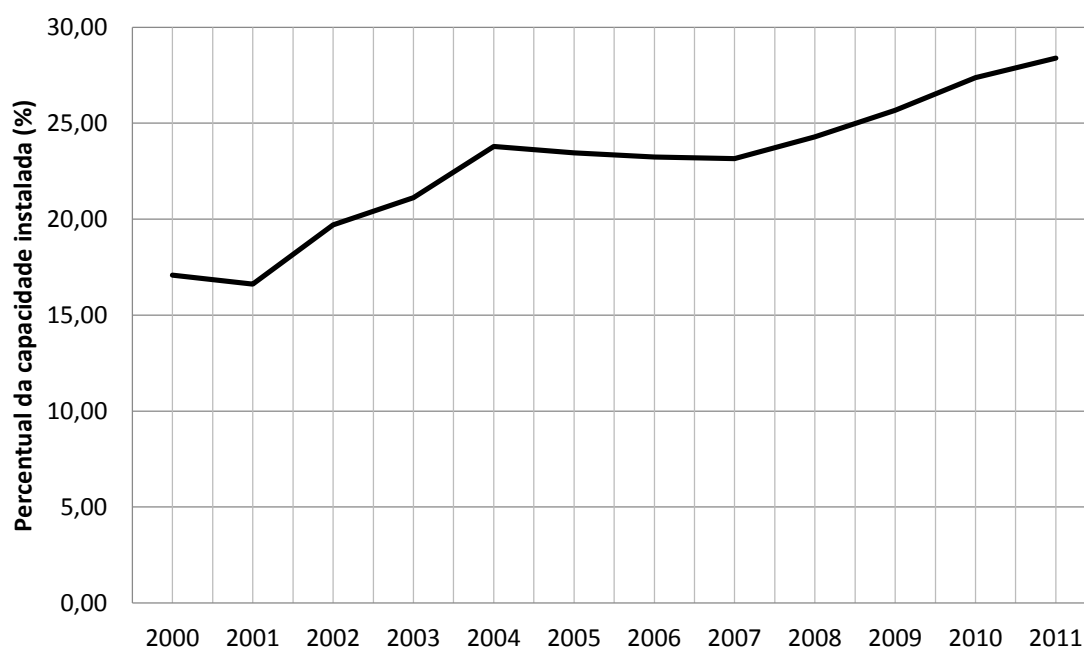


Figura 7 - Evolução do percentual da capacidade instalada das usinas termelétricas.

O ano de 2012 evidenciou a importância das usinas termelétricas. Com a escassez de chuvas, os reservatórios apresentaram grande queda no volume de água armazenada, o que gerou a necessidade de acionamento das térmicas. No entanto, os primeiros meses do ano são os meses mais úmidos e é de se esperar que os reservatórios se encham, o que não tem acontecido. O nível de armazenamento dos reservatórios hidrelétricos do subsistema Sudeste/Centro-Oeste fechou o mês de fevereiro em 45,48% (ONS, 2013), enquanto no mesmo período de 2011 encontrava-se com 80,13% (ONS, 2013). É presumível, portanto, que as termelétricas ainda sejam mantidas acionadas ao longo de 2013.

Os investimentos também não cessaram: desde 2005, de toda a energia elétrica negociada nos leilões de energia nova, 42,9% representam fontes térmicas, quase se equiparando ao percentual de hidrelétricas: 46,58% (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2013). O percentual de térmicas tende a aumentar na medida em que ficam mais restritivos os licenciamentos ambientais de hidrelétricas. Os leilões de energia nova mais

recentes, realizados em 2011 e 2012, apontam para maior utilização de térmicas à biomassa e a gás natural, principalmente.

Todo esse cenário gera e renova demandas de estudo pela geração termelétrica e, conseqüentemente, por suas áreas associadas. O estudo de turbinas a gás insere-se naturalmente neste escopo, representando uma base fundamental na área. O controle de turbinas a gás industriais em regime permanente é bem conhecido e difundido na literatura, embora faltem informações mais profundas e estratégias mais eficientes sejam estudadas. Um gargalo, no entanto, é representado pela partida do sistema. Em usinas termelétricas, este é o momento mais problemático e delicado da operação, e envolve questões de segurança dos equipamentos da planta em geral, em especial das turbinas.

### 3. Fundamentos de turbinas a gás

Uma usina termelétrica é uma central industrial capaz de gerar energia elétrica a partir do calor, fornecido geralmente na queima de biomassa<sup>5</sup>, gás natural, óleo diesel, óleo combustível, carvão natural ou então na fissão do Urânio em reatores nucleares. As turbinas são os equipamentos utilizados para transformar esse calor em energia mecânica, que posteriormente é transformada em energia elétrica por um gerador acoplado ao eixo da turbina.

Para entender plenamente o funcionamento de uma turbina a gás dentro de uma central termelétrica, é necessário analisar previamente os princípios da Termodinâmica envolvida, priorizando os ciclos termodinâmicos aos quais as turbinas estão submetidas.

#### 3.1. Propriedades termodinâmicas

As propriedades termodinâmicas são as variáveis do escopo da Termodinâmica que definem o estado de um sistema em um determinado momento de análise. Estas propriedades são chamadas de extensivas quando associadas à massa do sistema, como volume, energia, entropia, ou intensivas quando não associadas, como temperatura e pressão.

As propriedades de um sistema podem sofrer mudanças ao longo do tempo. Quando isso ocorre, há uma mudança de estado. Quando os estados termodinâmicos se sucedem de modo que o sistema retorna ao seu estado inicial, diz-se que foi percorrido um ciclo termodinâmico.

#### 3.2. Leis da Termodinâmica

##### 3.2.1. Primeira Lei da Termodinâmica

A Primeira Lei da Termodinâmica trata da conservação de energia. Simplificadamente, em um sistema fechado, a variação da energia interna é igual às

---

<sup>5</sup> Biomassa: qualquer material de origem biológica recente (HODGE, 2011).

trocas de energia realizadas com o meio externo através de trabalho e transferência de calor, como se pode ver na Equação (1).

$$\Delta U = Q - W \quad (1)$$

A energia interna  $U$  do sistema, assim como a energia potencial e energia cinética, é uma propriedade extensiva e compreende todas as formas de energia relacionadas com o sistema (MORAN, 1999).

Trabalho e transferência de calor são as duas maneiras existentes para um sistema fechado interagir com o exterior.

Na Termodinâmica, um sistema realiza trabalho se o único efeito ao meio externo resultante de sua interação puder ser o levantamento de um peso (VAN WYLEN e SONNTAG, 1986). Não é necessário haver de fato um levantamento de peso para constituir trabalho, é apenas necessário haver a possibilidade de este ser o único efeito da interação. A definição é análoga à da mecânica, mas é levada às vistas da Termodinâmica ao englobar os conceitos de sistema, propriedades e processos. Deve-se notar também que o trabalho é positivo se realizado pelo sistema e negativo se realizado sobre o sistema.

Calor é um fluxo de energia proveniente de um sistema em uma dada temperatura para outro sistema em uma temperatura inferior (VAN WYLEN e SONNTAG, 1986), ocorrido exclusivamente pela diferença de temperatura entre os dois sistemas. É incorreto atribuir, portanto, calor a um corpo; o calor é um fenômeno transitório, assim como o trabalho: o que pode ser percebido é o seu fluxo entre dois sistemas.

### 3.2.2. Segunda Lei da Termodinâmica

A Segunda Lei da Termodinâmica é baseada nos conceitos de entropia e energia. A entropia pode ser definida como uma grandeza para medir o grau de irreversibilidade de um sistema. O princípio da entropia diz que *"se um processo irreversível ocorre em um sistema fechado, a entropia desse sistema sempre aumenta; ela nunca decresce"* (RESNICK, HALLIDAY e KRANE, 2007).

Já a energia total de um sistema fechado sempre permanecerá igual independente do processo que tenha ocorrido. Como exemplo de processo reversível pode-se imaginar um pedaço de metal sobre uma chapa aquecida a uma temperatura  $T$ . Elevando-se a temperatura da chapa de um pequeno valor, uma pequena quantidade proporcional de calor será transferida para o pedaço de metal. Ao reduzir a temperatura da chapa novamente para  $T$ , a mesma quantidade de calor anterior que foi para o pedaço de metal retornará para a chapa. Para exemplificar um processo irreversível, pode-se imaginar dois blocos metálicos em contato, onde um está mais quente que o outro. Após certo tempo, parte do calor terá saído do bloco mais quente para o mais frio, igualando a temperatura de ambos.

Quando um sistema fechado muda de um estado bem definido para outro estado bem definido através de um processo reversível não há perda de energia. Contudo, todos os processos naturais geram de alguma forma uma perda de energia através de atrito, turbulência ou outros efeitos dissipativos, mas o constante aprimoramento de equipamentos e técnicas torna possível obter resultados próximos à reversibilidade. Para um processo reversível a definição de variação entropia será:

$$\Delta S = \int_i^f \frac{dQ}{dT} \quad (2)$$

Onde:

$dQ$  - incremento de energia térmica transferida para o sistema fechado

$T$  - Temperatura em Kelvin

$i$  - estado inicial

$f$  - estado final

Dessa forma, como a temperatura  $T$  é sempre positiva, a variação da entropia terá sempre o mesmo sinal do valor de  $Q$ . Logo, em um sistema fechado reversível sempre a variação de entropia será nula, pois parte interna do sistema apresentará um valor positivo de entropia enquanto outra parte terá o mesmo valor de entropia com o sinal oposto.

Assim, o princípio da entropia pode ser estendido para o que é conhecido como a Segunda Lei da Termodinâmica, a qual diz que "*quando ocorrem mudanças em um sistema fechado, sua entropia nunca diminui, ela pode crescer (para processos irreversíveis) ou permanecer constante (para processos reversíveis)*" (RESNICK, HALLIDAY e KRANE, 2007).

Desse modo, a Segunda Lei da Termodinâmica enuncia que um sistema nunca conseguirá transformar toda a energia recebida, isto é, sempre haverá perdas. Esse conceito está intimamente relacionado ao conceito de máquinas térmicas e também faz surgir a ideia de eficiência: a determinação de quanto da energia é desperdiçada ou, analogamente, quanto da energia pode ser aproveitada. O limite máximo para a eficiência de qualquer máquina é dado pelo ciclo de Carnot.

### 3.3. Máquinas térmicas

Máquinas térmicas são dispositivos capazes de transformar energia térmica em trabalho através da transferência de calor de um corpo quente para um corpo frio operando em um ciclo termodinâmico (VAN WYLEN e SONNTAG, 1986). Uma ilustração do processo encontra-se na Figura 8.

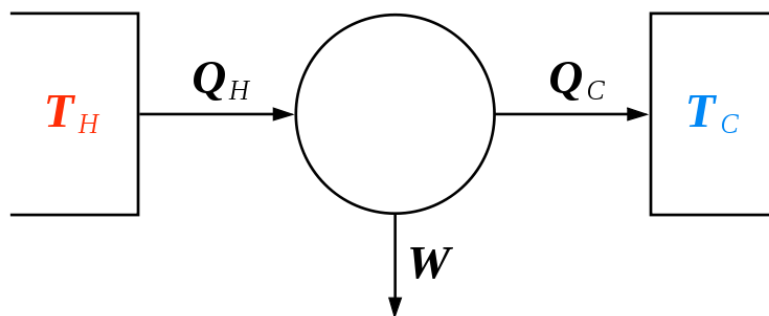


Figura 8 - Ilustração do funcionamento de uma máquina térmica.  $T_H$  representa a fonte quente e  $Q_H$  o calor recebido desta fonte.  $Q_C$  é o calor fornecido a fonte fria, representada por  $T_C$ .  $W$  é o trabalho executado pela máquina.

Uma máquina térmica deve necessariamente ser caracterizada por operar em um ciclo. Será feita, portanto, uma breve introdução dos principais ciclos termodinâmicos existentes em usinas termelétricas.

### 3.4. Ciclo de Carnot

Este é o ciclo termodinâmico de maior rendimento que uma máquina térmica pode alcançar em teoria. Foi proposto pelo físico e engenheiro militar francês Nicolas Léonard Sadi Carnot em 1824.

O ciclo de Carnot consiste em um processo cíclico de transformações reversíveis utilizando um fluido de trabalho. Tal processo é formado por duas transformações isotérmicas e duas adiabáticas, de maneira alternada, como mostra a Figura 9.

Do ponto A ao ponto B na Figura 9, o fluido sofre uma expansão adiabática reversível. Sua temperatura desloca-se entre as isothermas  $T_A$  e  $T_B$ . Do ponto B ao ponto C, o fluido cede calor em uma compressão isotérmica reversível entre as adiabáticas 2 e 1. Do ponto C ao ponto D o fluido sofre uma compressão adiabática entre as isothermas  $T_B$  e  $T_A$  e, finalmente, do ponto D ao ponto A, o fluido recebe calor em uma expansão isotérmica entre as adiabáticas 1 e 2.

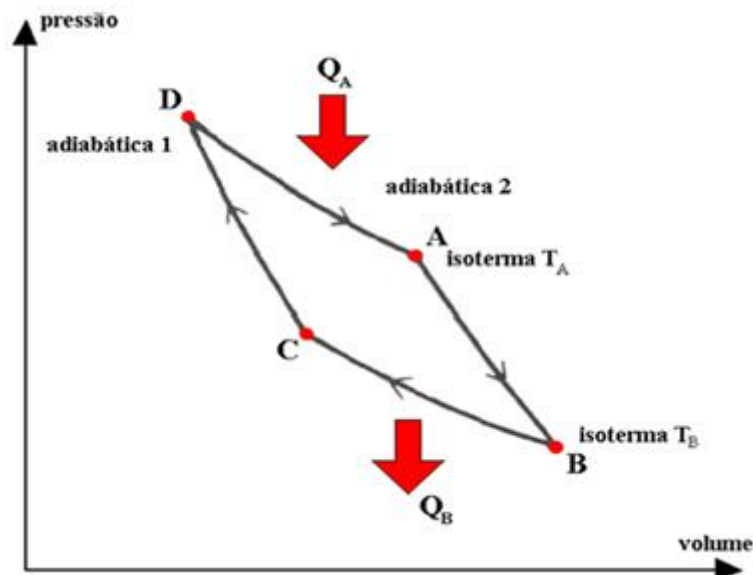


Figura 9 - Ilustração do ciclo de Carnot.

Pode ser demonstrado que o rendimento do ciclo de Carnot é dado pela expressão:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A} \quad (3)$$

### 3.5. Ciclo simples ou Ciclo *Brayton*

O ciclo Brayton é o ciclo ideal que define o funcionamento de turbinas a gás, esquematizado na Figura 10. Este ciclo consiste de quatro transformações reversíveis em série, sendo duas adiabáticas e duas a pressão constante de modo alternado.

Na Figura 10, o ar de entrada no compressor sofre uma compressão reversível e adiabática, sendo, portanto, chamada de isentrópica. Esta etapa é representada pelo segmento 1-2s na Figura 11(b). Em seguida, o ar sofre um aquecimento no combustor, a pressão constante, no segmento 2s-3. Em seguida o ar é comprimido, em um processo também isentrópico, em 3-4s. Por fim, o ar é resfriado em 4s-1, a pressão constante.

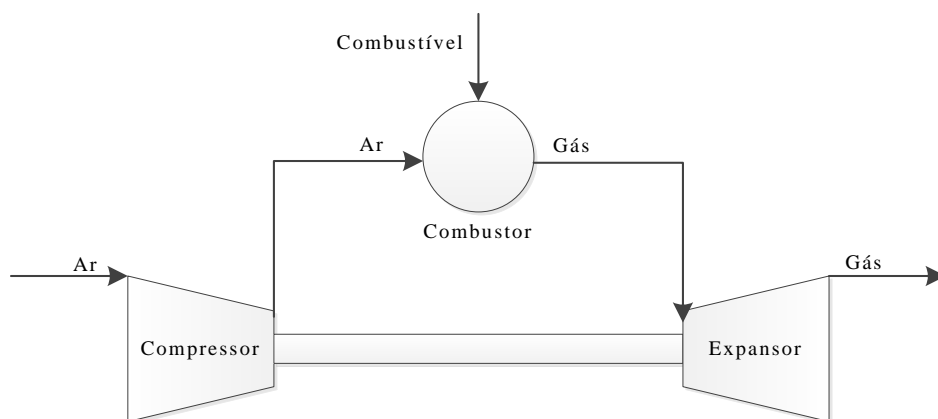


Figura 10 - Esquema de uma turbina a gás em ciclo simples aberto.



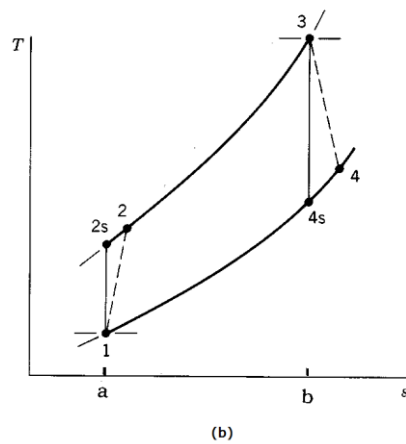
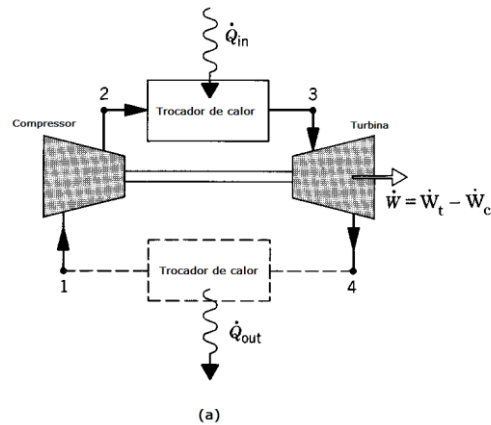


Figura 11 - (a): Esquematização do ciclo Brayton. (b): Diagrama temperatura x entropia do ciclo Brayton.

O ciclo Brayton ideal deve respeitar a sequência 1-2s-3-4s-1 como mostra a Figura 11(b), mas o que ocorre na realidade é a sequência 1-2-3-4-1 devido ao fato de tanto o compressor como a turbina não serem ideais e, dessa forma, tanto a compressão e a expansão não são processos totalmente reversíveis devidos a alguns fatores, como, por exemplo, o atrito entre o fluido de trabalho e as palhetas. A área dentro da sequência 1-2s-3-4s-1 representa a quantidade de calor adicionada por unidade de massa, que, em um ciclo, é igual ao trabalho realizado.

Nas plantas com turbinas a gás operando em ciclo aberto, a transformação do ponto 4/4s para o ponto 1 na sequência da Figura 11(a), representado por uma linha tracejada, na verdade ilustra a saída dos gases de combustão da turbina a gás para o ar atmosférico. Não há um componente físico presente no sistema para realizar essa troca de calor.

Existem também turbinas a gás que operam em ciclo fechado e, normalmente, utilizam um fluido de trabalho diferente do ar atmosférico e com maior densidade, possibilitando alcançar maiores razões de pressão e, conseqüentemente, gerando mais potência em uma máquina de tamanho menor (COHEN, ROGERS e SARAVANAMUTTOO, 1996). No ciclo fechado, o fluido de trabalho fica sempre circulando dentro da turbina a gás, completando todas as etapas de transformações mostradas na Figura 11(a). Esse fluido de trabalho não entra em contato com o ar atmosférico e nem com o combustível utilizado. Na verdade, o ar atmosférico é aquecido fora da máquina e passa por um trocador de calor para aquecer o fluido de trabalho dentro da turbina a gás, enquanto no ciclo aberto o ar atmosférico é o fluido de trabalho da turbina e é aquecido dentro da câmara de combustão.

É possível fazer uma análise do balanço de energia e eficiência deste ciclo através da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica. Definindo-se um volume de controle em torno do compressor tem-se:

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (4)$$

Analogamente, para a turbina tem-se:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \quad (5)$$

Para os trocadores de calor, obtém-se:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \quad (6)$$

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \quad (7)$$

Tem-se que a eficiência térmica do ciclo é definida como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{in}} \quad (8)$$

Então, a eficiência térmica da turbina a gás é definida como:

$$\eta_{TG} = \frac{\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{Q}_{in}} \quad (9)$$

A eficiência da turbina a gás pode também ser escrita em função das entalpias específicas entre os componentes.

$$\eta_{TG} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (10)$$

Considerando os processos isentrópicos 1-2s e 3-4s, pode-se escrever:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{p_{2s}}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (11)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left( \frac{p_{4s}}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (12)$$

Como  $p_1 = p_{4s}$  e  $p_{2s} = p_3$ , tem-se que:

$$\frac{T_{4s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{2s}} \quad (13)$$

Sendo o ar ideal, seu calor específico  $c_p$  é constante e, assim, pode-se obter uma relação direta entre a eficiência da turbina a gás com a razão de pressão do compressor.

$$\eta_{TG} = \frac{c_p(T_3 - T_{4s}) - c_p(T_{2s} - T_1)}{c_p(T_3 - T_{2s})} = 1 - \frac{T_1}{T_{2s}} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{2s}}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (14)$$

Uma turbina a gás operando em ciclo Brayton possui eficiência em torno de 40% (LORA e NASCIMENTO, 2004).

### 3.6. Turbinas a gás

Por turbinas a gás entende-se uma máquina térmica operando em ciclo Brayton, composta por compressor, combustor e turbina (ou expensor), conforme a Figura 10. A quantidade de compressores, expansores e a configuração do eixo podem variar.

As turbinas a gás são amplamente utilizadas com as mais diversas finalidades em todo o mundo, desde simples acionamentos mecânicos até poderosos túneis de vento ou impulsão de aviões. Dependendo da sua aplicação, a turbina será considerada uma turbina a jato ou uma turbina para acionamento mecânico.

#### 3.6.1. Turbina a jato

Essa categoria compreende as turbinas usadas em aplicações aéreas e se divide em três subcategorias, dependendo da forma de como o gás aquecido é expandido em seu interior:

- Turbojato: quando o gás se expande através de um único bocal para gerar impulso.

- Turbofan: quando parte do gás se expande através de um bocal para gerar impulso e outra parte se expande na turbina para girar suas palhetas.
- Turboélice: quando todo o gás se expande na turbina que aciona o compressor e nenhum impulso é gerado ao sair pelo bocal.

A última subcategoria se assemelha muito com as turbinas de uso industrial, algo que não é estranho, pois muitas vezes a estrutura básica da turbina a gás é a mesma para as aplicações na aviação e na indústria. Com o tempo conseguiu-se adaptar as turbinas de uso aéreo para aplicações terrestres, inclusive em carros de corrida (GIAMPAOLO, 2006), e ficaram conhecidas como turbinas aeroderivativas.

### 3.6.2. Turbina para acionamento mecânico

As turbinas que fazem parte desta categoria são as grandes turbinas industriais (também conhecidas como *heavy duty*) e as turbinas aeroderivativas. Existem três configurações diferentes para as turbinas de acionamento mecânico:

- Eixo único integral: nessa configuração o eixo de saída, que será utilizado para acionar outro equipamento, é uma continuação do eixo principal da turbina a gás, que conecta o compressor à turbina.
- Eixo único com saída separada: o eixo de saída não fica conectado fisicamente ao eixo principal. Diz-se, então, que os eixos ficam acoplados aerodinamicamente uma vez que se pode controlar a velocidade de rotação do eixo de saída através da rotação do eixo principal. Tal configuração permite que a turbina opere na mesma rotação do equipamento acionado ou até mesmo em frequências maiores que a da rede elétrica em que a turbina a gás está conectada. Além disso, para velocidades de turbina diferentes da velocidade do eixo, elimina-se a necessidade de uma caixa de redução, que pode acarretar perdas de potência de até 4% (GIAMPAOLO, 2006).
- Múltiplos eixos com saída separada: similar à turbina a gás de eixo único com a saída separada, mas como o próprio nome sugere, ela possui dois ou três eixos concêntricos, formando mais de um estágio de compressão e expansão. A Figura 12 ilustra um exemplo de uma turbina a gás com dois eixos, ou seja, há dois compressores e duas turbinas, formando um estágio de baixa pressão e outro de alta pressão. Quando há três eixos existe um estágio de pressão intermediária.

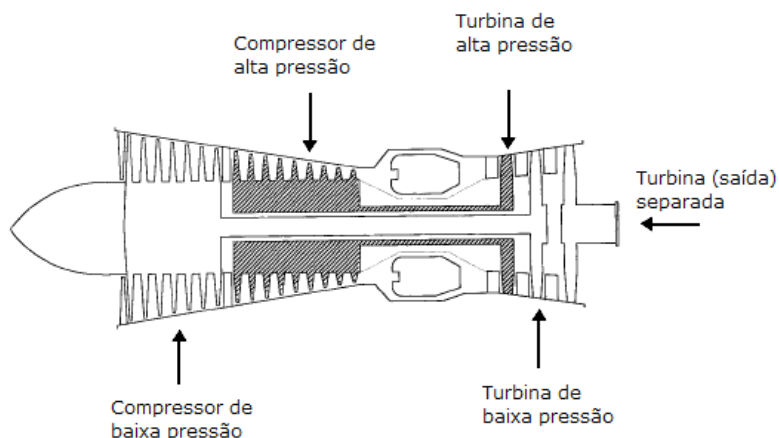


Figura 12 - Turbina a gás com eixo duplo e saída separada (GIAMPAOLO, 2006).

Nessa configuração de turbina há, então, três eixos (contando com o eixo da turbina separada) que podem operar em velocidades diferentes simultaneamente, o que possibilita gerar mais potência em relação às duas configurações anteriores.

O foco deste trabalho será uma turbina de eixo único integral. Nessa configuração de eixo integral é possível estabelecer o eixo de saída tanto no lado do compressor quanto no lado da turbina. Quando o eixo de saída fica acoplado na saída da turbina, a configuração é chamada de *hot end drive*, pois o equipamento acionado pela turbina a gás fica na saída dos gases de exaustão da turbina, como pode ser visto na Figura 13.

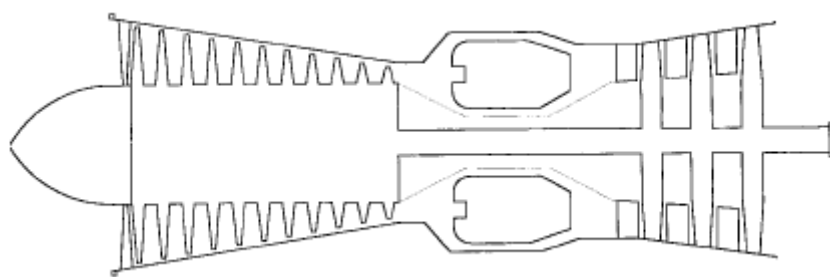


Figura 13 - Configuração *hot end drive* de uma turbina a gás (GIAMPAOLO, 2006).

Analogamente, a configuração que possui o eixo de saída ligado ao compressor recebe o nome de *cold end drive*, mostrado na Figura 14. A maior vantagem da configuração *cold end drive* é poder instalar um equipamento perto da turbina a gás sem se preocupar em protegê-lo de calor excessivo.

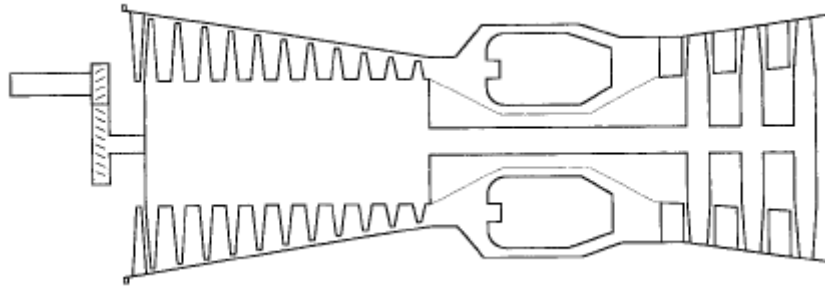


Figura 14 - Configuração *cold end drive* de uma turbina a gás (GIAMPAOLO, 2006).

### 3.6.3. Componentes

#### 3.6.3.1. Compressor

A compressão do ar é a primeira etapa do processo que ocorre dentro de uma turbina a gás. O compressor é o responsável por capturar ar atmosférico, em pressão e temperatura ambientes, e comprimi-lo antes de injetá-lo no combustor, onde a queima é realizada na presença de combustível. A quantidade de ar e de combustível no combustor deve ser estabelecida de forma correta a fim de promover uma queima eficiente. Neste sentido, o compressor tem a responsabilidade de fornecer a vazão de ar comprimido necessária regulando a vazão de entrada de ar atmosférico. A manipulação da vazão de ar que entra é realizada pelo sistema de controle, que atua nas palhetas localizadas na entrada do compressor, chamadas de *IGV (Inlet Guide Vanes)*, e que são capazes de modificar seu ângulo de abertura. A Figura 15 ilustra a entrada de um compressor com suas IGVs.

Quanto maior a razão de compressão de um compressor, maior será a eficiência da turbina a gás. Dessa forma, a inovação deste componente tende a ser contínua, sendo sempre limitada pela tecnologia e limites físicos dos materiais utilizados no momento de sua construção. Atualmente já é possível atingir razões de compressão da ordem de 30:1 (COHEN, ROGERS e SARAVANAMUTTOO, 1996).



Figura 15 - Ilustração da entrada do compressor com as *IGVs*. Retirada de (CLEYNEN, 2011).

O principal desafio para se construir um bom compressor é fazer com que ele seja eficiente e aerodinamicamente estável para todos os pontos de operação de uma turbina a gás, pois nem sempre ela estará operando em carga máxima.

Existem dois tipos de compressores que conseguem atingir os objetivos previamente citados: compressor axial, mostrado na Figura 16 e o compressor radial, mostrado na Figura 17. No compressor axial, o fluxo segue um caminho praticamente paralelo ao eixo de rotação e há múltiplos estágios de compressão para conseguir alcançar a razão de compressão desejada. Cada estágio de um compressor axial é formado por uma fileira de palhetas rotativas, chamada rotor, seguida por uma fileira de palhetas fixas, chamada estator. Já o compressor radial redireciona o fluido de trabalho para um caminho paralelo ao raio do seu rotor e seus estágios são formados por um rotor centrífugo e um difusor. Normalmente, compressores axiais podem vir a ter até 19 estágios enquanto os compressores radiais tem apenas 1 ou 2 estágios (GIAMPAOLO, 2006).



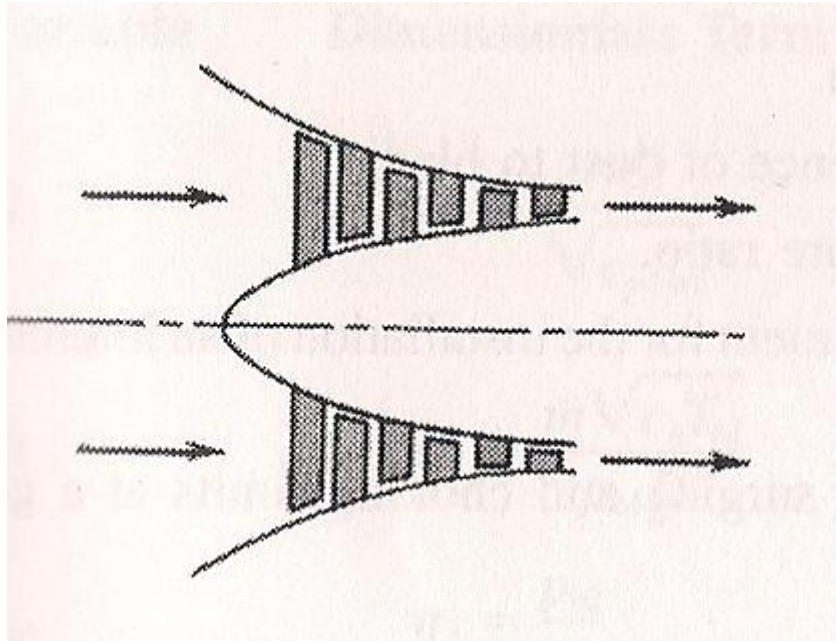


Figura 16 – Compressor axial (COHEN, ROGERS e SARAVANAMUTTOO, 1996).

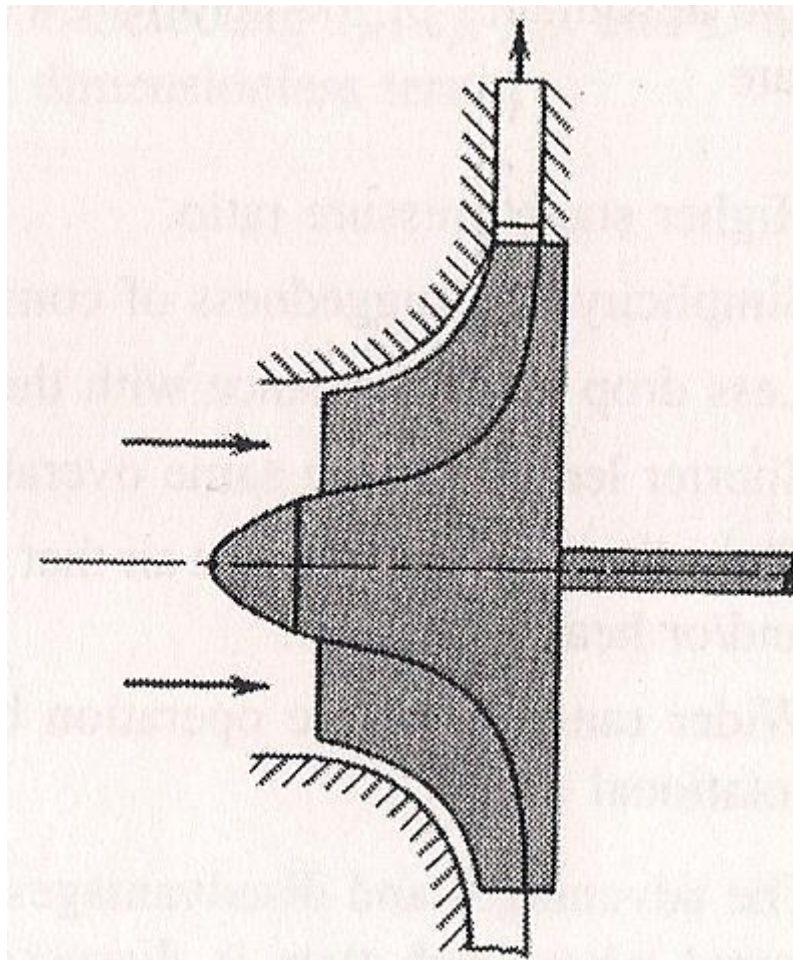


Figura 17 – Compressor radial (COHEN, ROGERS e SARAVANAMUTTOO, 1996).

De acordo com (BATHIE, 1996), cada tipo de compressor tem suas vantagens. O compressor axial apresenta uma menor área frontal para uma determinada vazão de massa, possui uma direção de saída mais propícia à implantação de vários estágios de compressão e é mais eficiente para razões de pressão altas. O compressor radial apresenta maior razão de pressão para cada estágio de compressão, construção simples e robusta, menor perda de desempenho devido à aderência de sujeira nas lâminas, menor comprimento para uma dada razão de pressão, possui uma direção de saída favorável a instalação de um *intercooler* ou trocador de calor e uma gama maior de condições de operação para uma dada velocidade de rotação sem comprometer a estabilidade do mesmo.

### 3.6.3.2. Câmara de combustão

Este componente é o responsável pelo aumento da energia interna do fluido de trabalho através da queima do mesmo após a mistura com o combustível. O desenvolvimento da câmara de combustão é bastante complexo e muitas vezes é chamado de "arte negra" (GIAMPAOLO, 2006). O fato de a turbina a gás operar em pontos de operação muito distintos prejudica a construção de uma câmara de combustão eficiente, compacta e de baixa emissão de poluentes.

Segundo (BATHIE, 1996), os principais requerimentos para uma câmara de combustão são:

- Liberar a energia química contida no combustível no menor espaço possível (comprimento e diâmetro);
- Ter a menor perda de pressão possível dentro do espectro de operação do sistema;
- Operação estável e eficiente para uma gama de razões ar-combustível, altitudes, velocidade de voo (em caso de aeronaves) e potência gerada;
- Ser completamente confiável por, no mínimo, um tempo igual ao tempo de inspeção da máquina;
- Ter a capacidade de ser reacendida durante um voo;
- Ter uma boa distribuição de temperatura desde a entrada até a saída, onde os gases aquecidos entrarão na turbina;
- Possuir baixa emissão de poluentes.

Uma câmara de combustão tradicional possui três partes: o difusor, a zona primária e a zona secundária, como mostrado na Figura 18. O difusor é a zona compreendida entre a saída do compressor e a entrada do combustor. Nessa região, a velocidade do fluido que sai do compressor deve ser reduzida, uma vez que a perda de pressão é função do quadrado da velocidade e tal perda acarreta em uma menor eficiência da máquina.

A zona primária é responsável por múltiplas funções, sendo as principais a injeção de combustível e a ignição da mistura ar-combustível. A injeção de combustível deve ser feita de modo a formar uma mistura uniforme e bem distribuída em qualquer ponto de operação do sistema. Também se deve tomar cuidado com o tamanho das partículas de combustível que são injetadas na câmara, pois o tamanho delas é regulado pela pressão de combustível. Se as partículas foram muito pequenas, elas não se distribuirão corretamente na corrente de ar e se, por outro lado, elas forem relativamente grandes, o tempo de evaporação aumenta. Os dois casos acarretam uma combustão pobre, resultando em menor eficiência da máquina.

Na zona secundária, os gases provenientes da queima têm a temperatura reduzida a um patamar adequado para entrar na turbina e, além disso, são misturados para uniformizar a temperatura na saída da câmara de combustão.

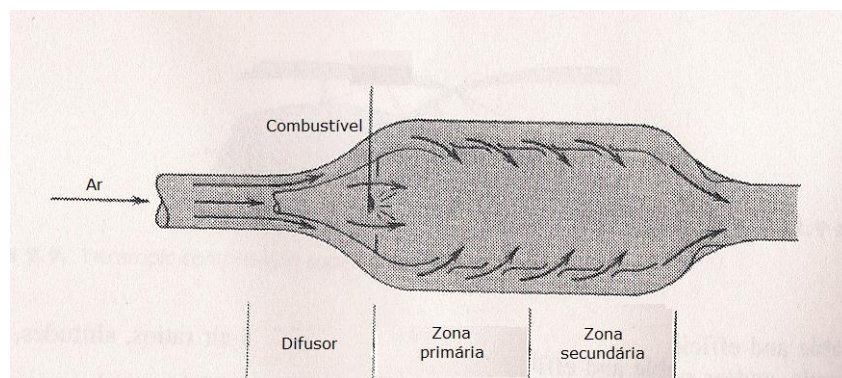


Figura 18 - Câmara de combustão convencional (GIAMPAOLO, 2006).

### 3.6.3.3. Turbina

A turbina é bastante similar ao compressor, porém nela ocorre o processo inverso, ou seja, o fluido de trabalho sofre uma expansão, fazendo-a girar. A turbina, assim como o compressor, também é formada por estágios que consistem de um rotor e um estator. O

número de estágios de expansão é sempre menor que o número de estágios de compressão para evitar a separação do fluido de trabalho, pois na compressão ele é desacelerado, enquanto que na expansão há uma aceleração do mesmo.

O princípio de Bernoulli enuncia que se a velocidade de uma partícula de um fluido aumenta enquanto escoar ao longo de uma linha de corrente, a pressão do fluido diminui. Caso a velocidade diminua, a pressão aumentará. Dessa forma, quando um fluido é desacelerado, como na Figura 19a, ocorre uma difusão do mesmo, levando a um aumento de pressão estática. Se esse aumento de pressão for muito grande, é possível que o sentido do escoamento seja invertido, já que o fluxo está em um sentido oposto ao gradiente de pressão, o que culmina na necessidade de muitos estágios no compressor com uma pequena elevação de pressão em cada um. Na aceleração de um fluido, como na Figura 19b, o fluxo passa a estar no mesmo sentido do gradiente de pressão, por isso é possível aumentar a diferença de pressão entre cada estágio da turbina em relação ao compressor. Assim, uma turbina com poucos estágios pode facilmente acionar um compressor com muitos estágios.

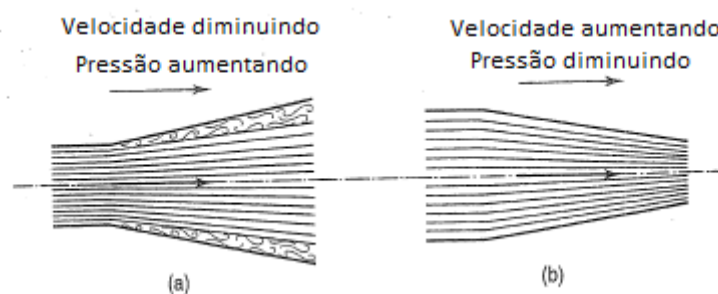


Figura 19 - Fluxo desacelerando (a); fluxo acelerando (b) (GIAMPAOLO, 2006).

Assim como os compressores, as turbinas podem ser radiais ou axiais. Contudo, as turbinas radiais são empregadas em pouquíssimos casos como quando se deseja gerar uma potência muito baixa ou quando se prefere compacidade a desempenho.

As turbinas axiais são as mais utilizadas nas turbinas a gás e consiste de um ou mais estágios de expansão. Esse tipo de turbina possui velocidade de escoamento do fluido de trabalho significativamente superior a um compressor axial, com uma maior variação de entalpia por estágio. Na Figura 20 pode-se ver uma turbina a gás completa, com o compressor

à esquerda, a câmara de combustão no meio e a turbina com dois estágios de expansão à direita.

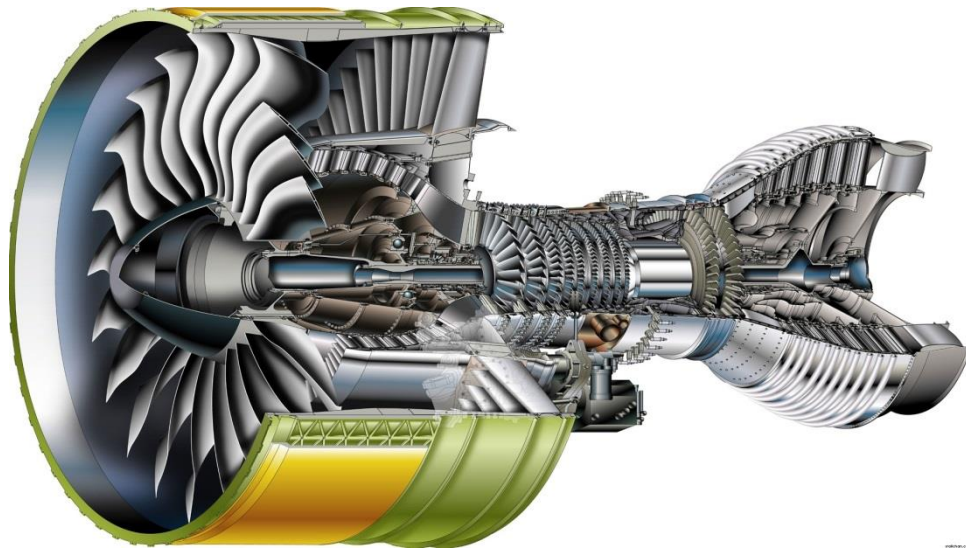


Figura 20 – Ilustração de uma turbina a gás. Retirado de (WALLCHAN).

## 4. Operação em centrais termelétricas

### 4.1. Geração termelétrica

O objetivo de uma central termelétrica é converter energia térmica em energia elétrica, utilizando-se de configurações turbina-gerador, e fornecê-la à rede elétrica. Podem ser utilizadas turbinas a gás e turbinas a vapor, em configurações de ciclo simples ou ciclo combinado.

A turbina é acoplada a um gerador síncrono, responsável por transformar o trabalho mecânico do eixo em potência elétrica. O gerador é conectado à rede elétrica e deve fornecer energia elétrica em uma frequência fixa, chamada de frequência de rede. A frequência de rede brasileira é de 60 Hz, mas esse valor não é um padrão adotado mundialmente, podendo variar para 50 Hz em outros países.

A demanda dos consumidores ligados à rede elétrica representa a carga a que a central elétrica está submetida, e idealmente é a quantidade de energia que ela deve gerar. A carga, no entanto, é difícil de ser medida e varia de acordo com a variação do consumo. Desse modo, os consumidores de energia elétrica representam distúrbios para o sistema, e mudam a velocidade de rotação do eixo, implicando em alteração da frequência. Em centrais elétricas, deve haver, portanto, um controle de carga-frequência responsável por manter o nível de geração de energia elétrica equiparado à carga, isto é, ao consumo demandado.

No Brasil, toda a rede elétrica é interligada no que se chama de Sistema Interligado Nacional (SIN). Apenas 3,4% da potência elétrica gerada em território brasileiro está fora dessa rede (ONS), operando em sistema de ilha, principalmente na região amazônica.

### 4.2. Controles de uma turbina a gás

Uma turbina a gás operando em uma central termelétrica está submetida às exigências de carga e frequência da rede elétrica. Os principais controles de uma turbina a gás são o controle de velocidade de rotação, controle de temperatura de exaustão, controle de potência e controle de carga.

O controle de velocidade de rotação, geralmente chamado de *Speed Governor*, é o responsável por determinar a demanda de combustível que deve ser injetada no combustor de forma a manter a rotação da turbina na referência. Para turbinas a gás de eixo único esse controle é necessário somente nos momentos de partida e parada, pois, quando o equipamento está sincronizado à rede, sua rotação é mantida fixa pela carga da rede sem que o controle de velocidade necessite atuar. Já em turbinas a gás com eixo de saída separado é necessário haver esse tipo de controle durante todo o tempo de funcionamento do equipamento, uma vez que o eixo da turbina a gás que não está conectado à rede pode disparar sua rotação em uma mudança de carga.

O controle da temperatura de exaustão é importante para manter a integridade dos componentes da turbina e, em casos de ciclo combinado, é útil para otimizar a eficiência da geração de energia, já que os gases de exaustão são utilizados na caldeira da turbina a vapor.

A manipulação da entrada de ar no compressor é realizada através da mudança de abertura das palhetas no primeiro estágio do compressor (*IGVs*). Durante a partida da turbina a gás, este controle pode estar inativo ou estar atuando em conjunto com válvulas de *blow-off*, que são válvulas posicionadas em alguns estágios do compressor para expulsar ar para a atmosfera e evitar fenômenos de instabilidade. Durante a operação em velocidade nominal, o controle das *IGVs* é importante para limitar a temperatura de exaustão dos gases na turbina. O controle da vazão de combustível também atua neste sentido. A queima realizada no combustor, além disso, deve ser realizada com proporção adequada de ar-combustível; ar ou combustível em excesso ou em falta podem diminuir a eficiência da queima, deixar resíduos e aumentar a quantidade de gases poluentes emitidos.

Além dos controles principais, existem os controles de malha aberta, que em geral se relacionam aos sistemas auxiliares da turbina presentes em uma usina termelétrica, como sistemas de lubrificação e refrigeração. O termo *governor* pode se referir, neste sentido, ao conjunto de controles principais em oposição ao grupo de controles de malha aberta.



## 5. Partida

A partida de uma turbina a gás compreende todo o intervalo entre o momento em que é lançado um comando para partir e o momento em que se atinge a velocidade de regime (ou velocidade de sincronização), e é certamente uma das etapas mais desafiadoras e problemáticas de sua operação. Assim como na parada, na mudança de carga e em outros cenários com distúrbios, o sistema encontra-se trabalhando no regime transitório, bem distante do ponto de operação. Isso acarreta algumas dificuldades extras, especialmente no caso do compressor, que pode vir a trabalhar de maneira instável em decorrência de fenômenos conhecidos como *stall* e *surge*. As consequências provocadas por esses fenômenos podem ser refletidas em perda de eficiência, danos severos ao equipamento e até no comprometimento da própria segurança dos operadores. Perdas econômicas certamente ocorrem, pois se tais condições não levarem ao *trip*, isto é, ao desligamento do aparelho, ao menos diminuem a eficiência. Por isso, toda turbina a gás, operando em ciclo simples ou combinado, possui um rígido sequenciamento de partida, organizado em etapas que neste trabalho serão chamados de *passos*, e que devem ser obrigatoriamente cumpridos em vias de se chegar ao regime permanente.

Em geral, os procedimentos de partida das turbinas a gás são bem parecidos, envolvendo muitos passos em comum, embora possa certamente haver algumas diferenças em consequência das suas características, como configuração dos eixos, potência e ciclo operativo. Os passos envolvem basicamente checagens de sistemas auxiliares, de segurança ou de itens da própria turbina e podem representar também ações de controle para os mesmos sistemas, quase sempre em malha aberta. Em uma usina termelétrica, tudo isso é monitorado e controlado por um sistema supervisor. Em geral, as próprias fabricantes de turbinas fornecem também a instrumentação e o controle, assim como o software. A Siemens, por exemplo, possui o SPPA-T3000 (do inglês, *Siemens Power and Process Automation T3000*), que, segundo a empresa, é capaz de realizar o “controle da turbina, o controle e a proteção da caldeira, o balanço da planta (do inglês, *BOP*) e a integração com outros sistemas” (SIEMENS). A GE, por sua vez, oferece o OC 6000e (GE), com a mesma proposta do anterior. A Figura 21 ilustra uma tela do SPPA-T3000.



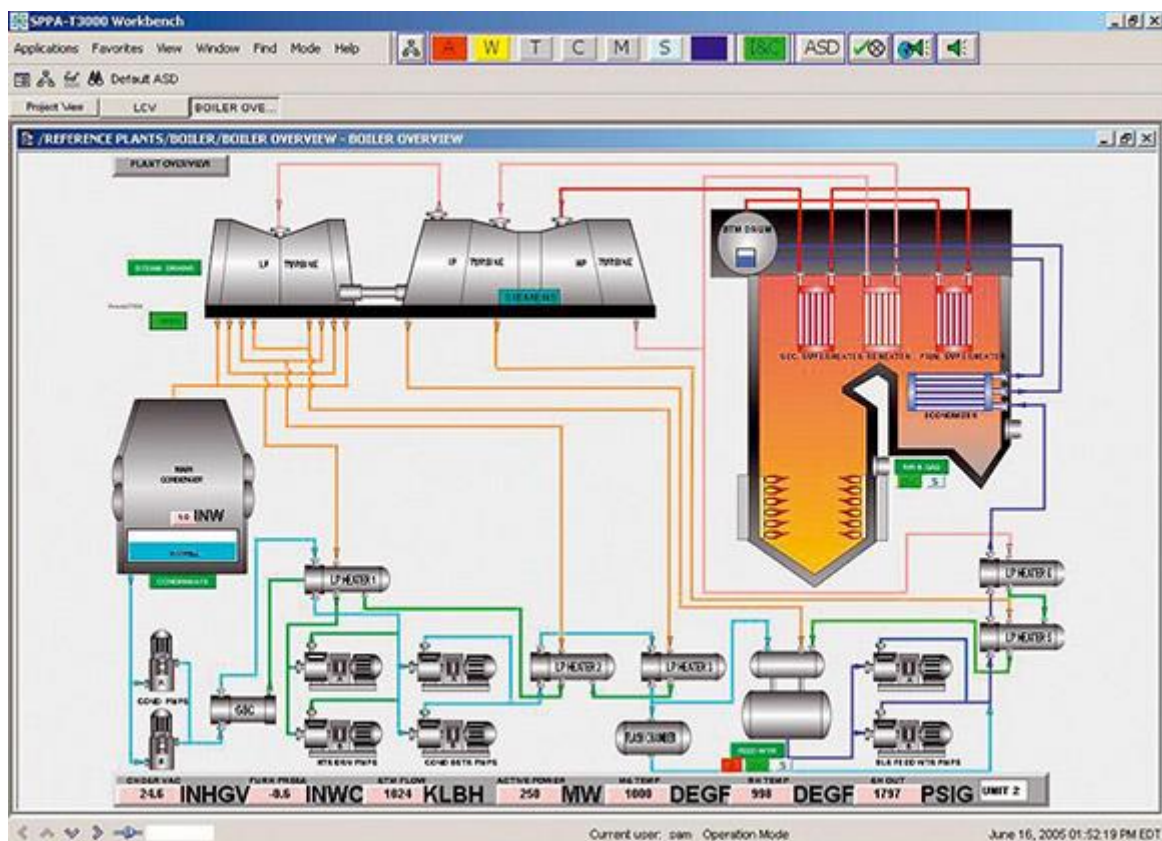


Figura 21 - Uma das telas do SPPA-T3000, da Siemens (SIEMENS).

## 5.1. O compressor na partida

O compressor é um caso peculiar na partida. Seu trabalho, como um todo, é antinatural: comprimir ar é muito mais difícil que fazê-lo expandir. Para realizar sua tarefa, o compressor requer trabalho, enquanto que o expansor o produz. Por isso, um ponto importante na partida e igualmente importante na história da evolução das turbinas a gás é o momento em que é a quantidade de trabalho gerado é igual à quantidade de trabalho consumido. A partir desse momento a turbina a gás se torna autossuficiente.

### 5.1.1. Fenômenos de instabilidade

Devido à operação fora do ponto de projeto, o compressor está sujeito a alguns fenômenos indesejáveis. Em geral, compressores axiais desenvolvidos para operar no regime de uma usina termelétrica exibem desempenho ruim em baixas rotações, apresentando vibrações, baixa eficiência e baixa razão de pressão (KIM, SONG, *et al.*, 2002).

Um fenômeno comum na partida é o *stall*. O ar que entra no compressor deve ser guiado pelos seus múltiplos estágios através das palhetas dos rotores e estatores consecutivos, até ser encaminhado à câmara de combustão sob alta pressão. O ponto a ressaltar é que o fluxo de ar deve permanecer rente às palhetas no caminho até o combustor; se isto não ocorre e o ar descola da sua superfície, diz-se que ocorreu *stall*. Esse fenômeno pode ser provocado pelo aumento do ângulo de incidência do fluxo de ar nas palhetas e é muito comum na partida, quando os estágios do compressor ainda não estão recebendo a vazão de ar normal de operação. Em geral, os estágios mais afetados são os de alta pressão, mais próximos à câmara de combustão.

A Figura 22 mostra a diferença entre o fluxo normal nas palhetas e o fluxo com *stall*. O descolamento do ar causa perda de eficiência na operação do compressor, mas em pequenas proporções é aceitável. Entretanto, quando ocorre um *stall* severo ou abrupto, o fluxo no interior do combustor pode se tornar inaceitavelmente turbulento. Na prática, essa condição pode levar a um fenômeno muito mais perigoso, conhecido como *surge*. Neste caso, a vazão de ar pode se tornar instável dentro do compressor, havendo inclusive um retorno do fluxo de estágios de alta pressão ou mesmo do combustor para estágios de mais baixa pressão. Este fluxo inverso é altamente prejudicial ao equipamento, podendo inclusive destruí-lo caso os gases superaquecidos a temperaturas próximas de 1250°C (GASNET) da câmara de combustão sejam jogados para o compressor.

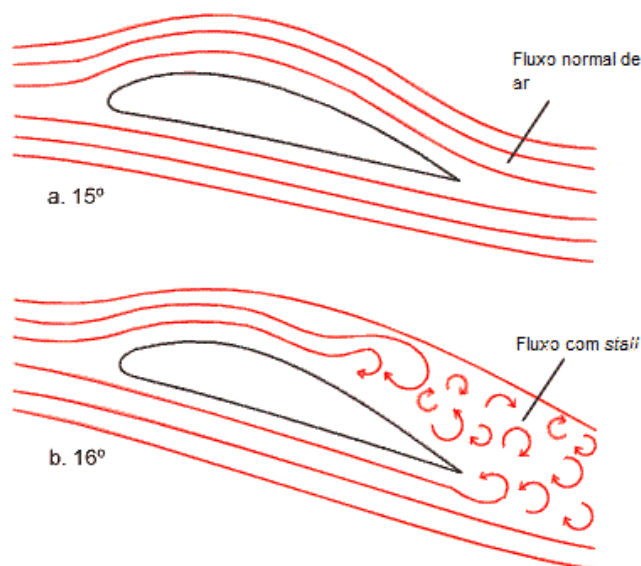


Figura 22 - Diferença entre fluxo normal na palheta e fluxo com *stall* (NFL, 1998)

A Figura 23 mostra de modo qualitativo os limites de operação para o surge. A área cinza é delimitada pela linha do *surge*, acima da qual a operação deve ser evitada, e pela linha normal de operação do compressor, que deve manter uma distância de segurança da linha do *surge*. As linhas de velocidade de rotação constante mostram que à medida que a razão de pressão do compressor aumenta e a vazão de ar diminui, o *surge* torna-se mais próximo.

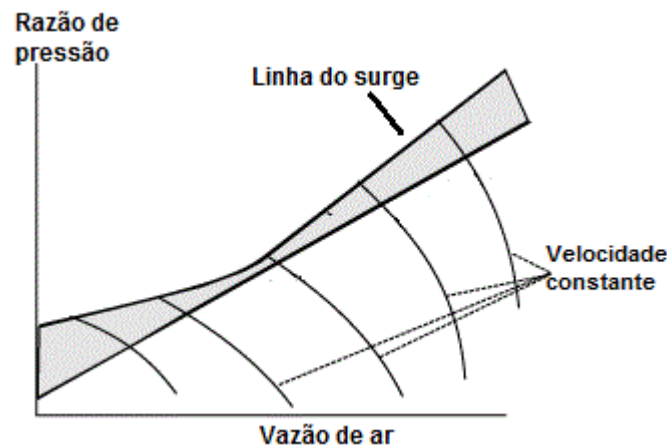


Figura 23 - Gráfico qualitativo da linha de *surge*.

O *surge* causa um aumento da temperatura de descarga do fluxo de ar, ruídos e vibrações excessivas no compressor, tanto axiais quanto radiais (TULIO, 2006). Técnicas de controle *anti-surge* incluem o controle de abertura das IGVs na entrada do compressor e a disposição de válvulas para escapamento de ar, chamadas de válvula de *blow-off*. Em um compressor axial de múltiplos estágios, pode haver válvulas em estágios de baixa pressão, alta pressão e pressão intermediária, sendo que as mais comuns são as de alta e baixa pressão.

## 5.2. O procedimento de partida

Antes de entrar em operação, a turbina a gás pode estar totalmente parada ou, por questões inerciais, em lenta rotação constante. Quando a turbina requer esta última condição, ela deve ser acoplada a um motor auxiliar chamado de *turning gear* (ou *jacking gear*), que é responsável por mantê-la girando a velocidades muito baixas.

A partida de uma turbina a gás inicia-se com a checagem dos sistemas auxiliares necessários ao seu funcionamento. Inicialmente, há verificações no sistema de lubrificação e acionamento do sistema de refrigeração, seguido pela verificação de pressão do óleo (LANG, 1985).

Em velocidade de regime, a turbina a gás é a própria responsável pelo seu movimento. Na partida, no entanto, ela é incapaz de se sustentar, o que torna necessária a existência de um equipamento auxiliar durante o processo. É então acoplado ao seu eixo um novo motor, diferente do de *turning gear*, através de uma caixa de reduções. Este motor é chamado de motor de partida e pode ser elétrico de corrente contínua, corrente alternada, a diesel ou mesmo outras turbinas menores (Razak, 2007, Kim, Song, Kim, & Ro, 2002). Sua função é elevar a velocidade de rotação do compressor até patamares em que a combustão no combustor seja capaz de se autossustentar (COHEN, ROGERS e SARAVANAMUTTOO, 1996). Este valor encontra-se na faixa entre 40% e 85% da velocidade de sincronia (KIM, SONG, *et al.*, 2002). Em uma usina termelétrica, o acoplamento em eixo único da turbina com o gerador gera a necessidade de aceleração conjunta dos dois equipamentos e grandes unidades de partida se fazem necessárias. Uma unidade de 150MW de potência, por exemplo, pode requerer um sistema de partida da ordem de 5MW de potência (COHEN, ROGERS e SARAVANAMUTTOO, 1996).

Após o acoplamento, o motor de partida eleva a velocidade de rotação da turbina a gás a patamares entre 15% a 30% da velocidade de regime, quando se tem início a purga, processo em que é eliminado qualquer resíduo de mistura ar-combustível que possa estar presente no combustor ou em outras partes da turbina a gás desde o momento de sua parada anterior. Essa etapa é importante pois a existência de tais resíduos pode causar ignição descontrolada em contato com o fluxo de ar, além de danificar os componentes. Seu tempo de duração varia de acordo com a turbina e de acordo com o tempo de inatividade anterior à partida, podendo compreender valores entre 1 e 10 minutos (WALSH e FLETCHER, 2004). O tipo de partida depende essencialmente da temperatura medida nas cavidades existentes entre os rotores e estatores da turbina, que são chamadas de *disk cavities*. Acima de determinada temperatura pré-estabelecida, ocorre uma partida a quente e abaixo dessa temperatura ocorre uma partida a frio. O tempo de purga de uma partida a quente é menor que a purga de uma partida a frio.

Em casos de *trip* e posterior reinício do procedimento de partida, a purga deve ser novamente realizada. A rotação da turbina a gás permanece praticamente constante durante todo o processo.

Após a purga bem sucedida, é iniciado o processo de ignição no combustor. Segundo (LORA e NASCIMENTO, 2004), pode haver uma pequena queda na velocidade atingida na purga para se chegar a uma velocidade ótima para a ignição, que tipicamente ocorre entre 10% e 20% da velocidade de operação (KIM, SONG, *et al.*, 2002).

A ignição é um processo essencial e crítico na partida. Uma falha geralmente causa um *trip*. A vazão de entrada de ar pressurizado do compressor para o combustor deve ser adequada, assim como a quantidade de combustível injetada. Existem relações ar-combustível ótimas próprias para a partida – diferentes da relação para operação em regime – e os procedimentos variam conforme as características do combustor, do combustível e das propriedades do ar utilizado como fluido de trabalho. O procedimento é seguido por checagens de chama realizadas por sensores de temperatura geralmente localizados no expensor, já que as temperaturas alcançadas no combustor dificultam a alocação de sensores no local.

Após a ignição, a queima de combustível e o motor de partida elevam a velocidade de rotação da turbina até um ponto de autossustentação. Valores típicos giram em torno de 60% da velocidade de operação (KIM, SONG, *et al.*, 2002). A administração de uma correta taxa de injeção de combustível e a determinação do momento preciso em que a turbina torna-se autossustentável são fundamentais nesta etapa. Caso o motor de partida seja desacoplado antes que a turbina possa se sustentar, ocorre um *trip* conhecido como *hot start*: a rotação desacelera e a temperatura no combustor aumenta drasticamente (KIM, SONG, *et al.*, 2002). Esse fenômeno ocorre como consequência da estratégia de controle de aumentar a vazão de combustível no combustor para incrementar a velocidade de rotação. O objetivo não é alcançado porque a turbina não se encontrava de fato autossustentável.

Ainda com o motor de partida acoplado, a turbina a gás pode inicialmente ser encaminhada a um ponto intermediário, conhecido como de velocidade subsíncrona, localizado tipicamente entre 40% e 60% da velocidade de sincronização (RAZAK, 2007). Nesse momento, o sistema permanece ocioso e realiza-se um ajustamento térmico dos componentes, importante para minimizar o seu estresse térmico e prolongar a vida útil do equipamento (RAZAK, 2007). Esse procedimento também pode ser realizado após o atingir o regime, já sem o motor de partida.

Se o motor de partida for desacoplado corretamente, a turbina encaminha-se para a velocidade de operação. As válvulas de sangria do compressor, que são válvulas que se comunicam com a turbina e são utilizadas para resfriar suas palhetas, devem ser fechadas entre 70% e 90% da velocidade de operação e as IGVs, mantidas fechadas durante todo o procedimento, podem ser abertas após 70% da velocidade de operação ou mesmo somente ao chegar em 100% da velocidade de operação que, uma vez atingida, permite a ligação do gerador à rede elétrica através de seus disjuntores. Ao atingir a velocidade de sincronia, o procedimento de partida é finalizado e a turbina passa a operar em regime permanente.

A Figura 24 mostra um típico comportamento da velocidade de rotação durante a partida. Através da visualização do gráfico, não é possível perceber, a princípio, se a turbina opera com o motor *turning gear*. O momento do acoplamento do motor de partida, no entanto, é nítido pela aceleração. Logo após se dá a purga, seguida pela queda de velocidade, cujo mínimo local obtido é precisamente o momento da ignição. Posteriormente, a elevação da velocidade se dá de modo aproximadamente linear até a velocidade de sincronia, quando a turbina estabiliza e entra em regime permanente. Apesar da aparente simplicidade, essa é a parte mais crítica e exigente de todo o procedimento: é nela que o sistema está mais suscetível aos fenômenos de instabilidade do compressor e é também onde ocorre o desacoplamento do motor de partida e o fechamento das válvulas de sangria.

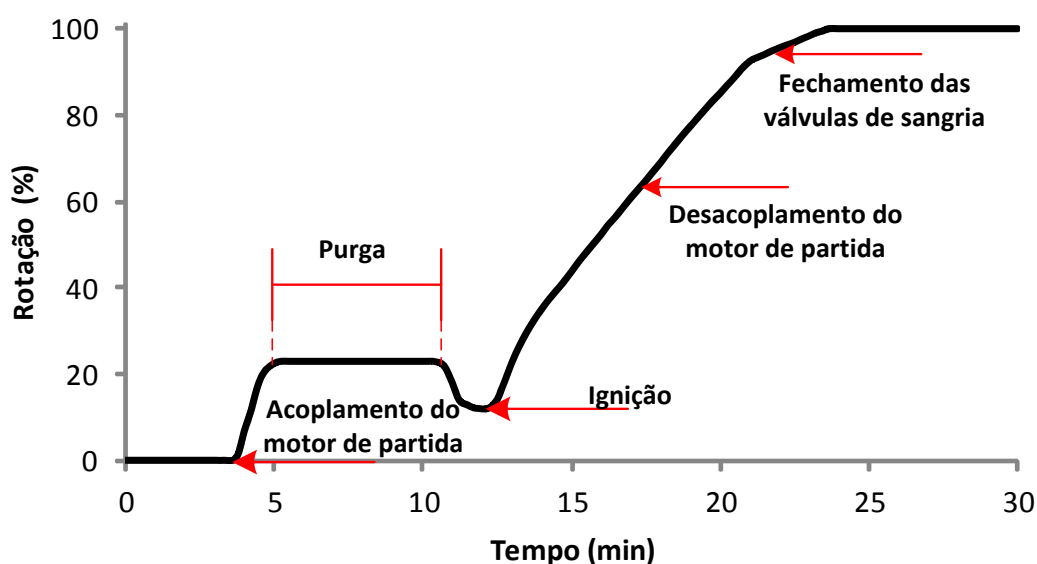


Figura 24 - Típico comportamento da velocidade de rotação durante a partida.

## 6. Implantação e simulação do procedimento de partida

O procedimento de partida é formado por etapas, que são realizadas sucessivamente de acordo com seus requisitos atingidos. Elas possuem relação de precedência, ou seja, cada etapa deve depender da finalização da etapa anterior (LANG, 1985). O papel de cada etapa é executar um comando, que pode ser direcionado aos sistemas auxiliares, à turbina a gás ou aos seus controles.

O procedimento de partida não encontra-se incluído no *Governor*, constituindo uma estrutura à parte encontrada no controle de malha aberta. Portanto, para se efetuar uma simulação completa da partida da turbina a gás é necessário que sejam associados todos os sistemas, constituídos por:

- Procedimento de partida;
- Malha de controle principal (*Governor*);
- Modelo do motor de partida com a caixa de reduções; e
- Modelo da turbina

A Figura 25 ilustra como seria uma malha de controle capaz de efetuar a partida de uma turbina a gás. Por simplicidade, os sistemas auxiliares não estão representados. O procedimento de partida está inserido na malha aberta e recebe do modelo da turbina informações de rotação e temperatura, essenciais para a realização das etapas do procedimento.

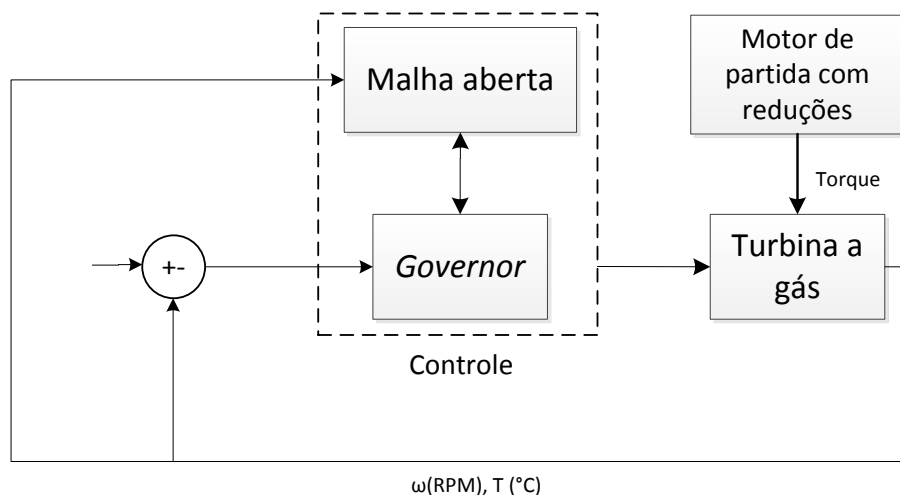


Figura 25 - Controle de partida da turbina a gás

Havia, no âmbito do projeto em que os autores estavam inseridos, um modelo do motor de partida e um desenvolvimento em andamento do *Governor* realizados em um software de simulação de sistemas dinâmicos chamado VisSim, mantido pela empresa Visual Solutions (VISUAL SOLUTIONS INCORPORATED). Dessa maneira, a fim de facilitar futuras integrações, o mesmo software foi utilizado para implementar o procedimento de partida.

Foi então implantada uma sequência de partida em ambiente de simulação VisSim com base nos procedimentos obtidos da literatura descritos na seção 5.2 deste documento. A fim de implementar este sistema foi preciso criar uma função, que chamaremos de *passo* neste trabalho, que pudesse representar o acionamento de uma tarefa em uma determinada série consecutiva de tarefas.

## 6.1. O ambiente de simulação

O VisSim é um software de simulação de sistemas dinâmicos e dispõe exclusivamente de uma interface para criação de malhas em diagrama de blocos, apesar de permitir que se insira equações dentro dos blocos, assemelhando-se bastante ao *Simulink*, do *Matlab* (MATHWORKS).

O VisSim é capaz de realizar integrações numéricas através dos métodos de Euler, Trapezoidal, Runge Kutta de segunda e quarta ordens, Runge Kutta adaptativo de quinta



ordem, Burlish-Stoer adaptativo, Backward Euler, Adams-Moulton adaptativo e BDF adaptativo. Também é capaz de resolver equações implícitas com o método Newton-Raphson ou algum método implantado pelo usuário e inserido no programa.

A Figura 26 mostra a interface do VisSim. Há uma grande área de trabalho ao centro, onde o usuário cria suas malhas, com as funções mais utilizadas logo acima na barra de ferramentas. A barra de menus contém mais opções e blocos pré-definidos. O canto inferior direito mostra a quantidade de blocos em uso, o *range* de simulação com o tempo inicial e o final definidos pelo usuário, o passo de simulação, o tempo atual da simulação e o método de integração.

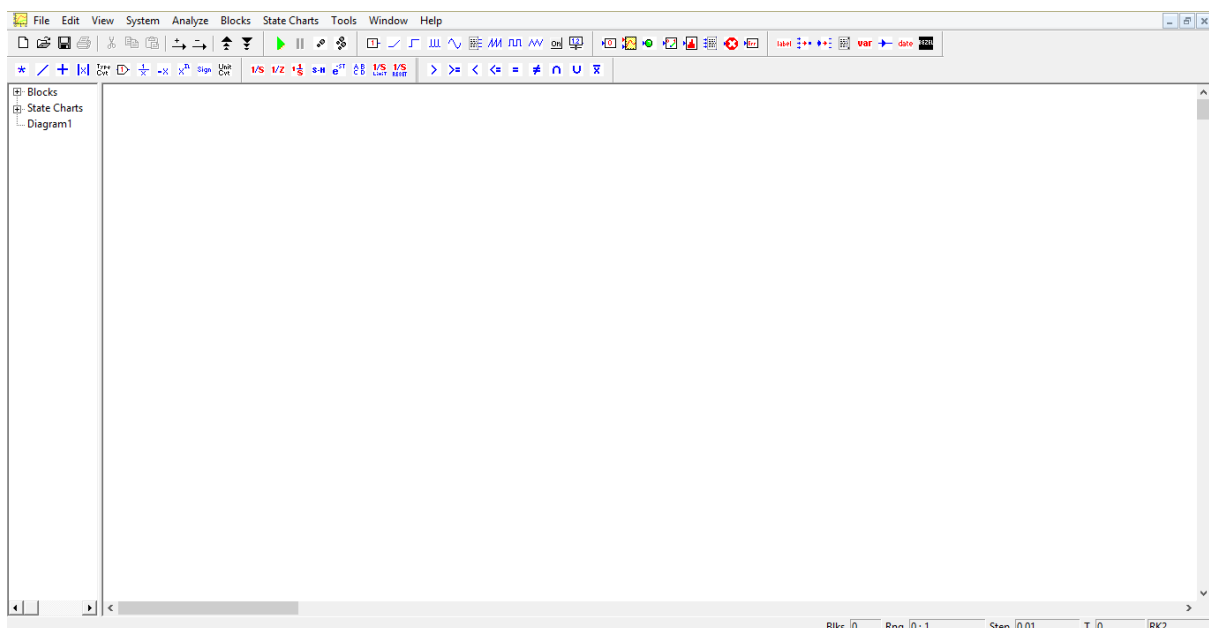


Figura 26 - Interface do VisSim: grande área de trabalho ao centro e blocos mais usados na barra de ferramentas. Canto inferior direito mostra a quantidade de blocos na malha, o tempo de simulação, o passo de simulação, o tempo atual da simulação e o método de integração. Barra de menus acima contém mais opções.

Operações de diversas naturezas podem ser implantadas no VisSim. O software acompanha uma biblioteca com aplicações e modelos aeroespaciais, automotivos, de negócios, químicos, de controle, sistemas dinâmicos, entre outros. Um dos exemplos é mostrado na Figura 27, e consiste de um modelo simplificado de turbina a gás de eixo duplo, com dois compressores e duas turbinas, separados por alta e baixa pressão.

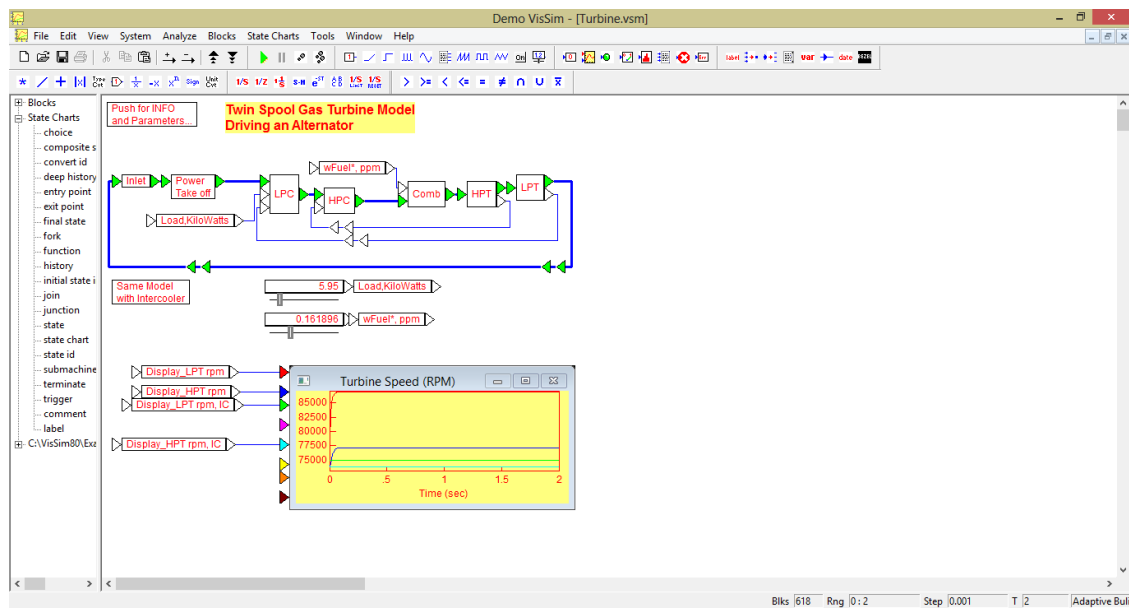


Figura 27 - Exemplo que acompanha o VisSim.

O VisSim também oferece a possibilidade de o usuário criar o seu próprio bloco e sua lógica interna, estabelecendo suas próprias entradas e saídas. Tais blocos, chamados de *compound*, podem ser salvos e utilizados posteriormente em outras malhas, eliminando a necessidade de reimplantação de sua lógica interna.

Além disso, o VisSim possui alguns outros aspectos interessantes. É possível importar e exportar dados para arquivos de texto e interagir com o Matlab. Também é possível alterar parâmetros da simulação *online*, como o passo de simulação e o método de integração. O VisSim permite também executar a simulação em tempo real ou em qualquer tempo definido pelo usuário, limitado apenas pela complexidade da implantação e pelo poder computacional disponível. É possível criar uma simulação sem tempo final ao impor uma condição de reinício, inclusive retendo o estado do sistema no reinício.

Além disso, toda malha criada nele é um arquivo de texto, que pode ser aberto e editado em um editor de textos comum. Todos os blocos e suas interligações são transportados para texto por meio de um padrão definido. Uma vez estudado e entendido, o caminho inverso pode ser feito: a criação de malhas por meio do texto.

O VisSim também possui uma funcionalidade que pode ser adquirida à parte ou em um pacote do programa, chamada de *C-Code*. A ferramenta é capaz de exportar para código C *compounds* criados no programa e possui as bibliotecas para uso em C prontas. Mais uma

vez entendido o padrão, o usuário é capaz de criar um executável a partir do arquivo exportado. Essa funcionalidade, apesar de interessante, possui algumas restrições: alguns blocos do VisSim não podem ser traduzidos pois não possuem implementações na biblioteca e a solução para equações implícitas utilizando Newton-Raphson também não está incluída na biblioteca, de modo que malhas com loops algébricos não podem ser traduzidas e exportadas.

## 6.2. Implantação dos *compound*s

Como o ambiente do VisSim apresenta estrutura de implantação em diagramas de blocos, foi necessário estabelecer um critério para possibilitar a simulação do sequenciamento de partida nesta estrutura. A sequência deve ser capaz de interagir com o *Governor* e com o modelo da turbina a gás, assim como com o restante da malha aberta.

Foi então utilizada a funcionalidade de *compound* do VisSim para criar um bloco que representasse completamente uma etapa do sequenciamento. Este bloco é, neste trabalho, chamado de *passo*. Vários passos são colocados em série, em paralelo ou em ambas configurações concomitantemente, de modo a representar um procedimento desejado, como o procedimento de partida de uma turbina a gás.

Em uma usina termelétrica, tudo é monitorado por um sistema supervisório. Durante a partida, as condições de instabilidade e suas possíveis consequências tornam o monitoramento ainda mais fundamental. As informações acerca da ativação dos passos devem estar disponíveis para os operadores a todo momento. Para atuar nesta interface foi criado um outro *compound* chamado de *central*, cuja função é comandar o sequenciamento até que ele se complete, comunicando-se com um supervisório e podendo receber comandos do operador.

Cada *compound* passo deve possuir a característica de ficar ativo ou inativo. A sua atividade representa o envio de um comando a um sistema preparado para recebê-lo. De acordo com a Figura 25, esse sistema pode ser a própria turbina a gás, o *governor* ou, apesar de não estar representado, um sistema auxiliar. Uma vez executada a tarefa no destino, o passo encontra-se finalizado, tornando-se inativo. Quando inativo, nenhum comando é enviado.

Os passos são numerados e organizados em sequência, podendo haver ramificações e *loops*, como é mostrado na Figura 28. A Figura 28a mostra a ligação mais simples possível, uma sequência de passos. Na Figura 28b, a ligação em sequência é acrescida de ramificações. E, na Figura 28c, uma das ramificações do passo 4 retorna a um passo anterior, o passo 2, criando um *loop*.

Para configurar uma sequência, a ativação dos passos deve ser individual e sequencial, ou seja, é necessário que apenas um deles esteja ativado em cada iteração e que haja um caminho de ativação unidirecional a ser seguido, representado pelas setas entre os passos da Figura 28. Esta última condição representa a relação de precedência existente entre os passos.

Na Figura 28a, o Passo 2 só poderá ser ativado caso ocorra a finalização do Passo 1. Na Figura 28b, após a finalização do Passo 1, o Passo 2 ou o Passo 3 poderão ser ativados. E, na Figura 28c, o Passo 3 pode ser ativado após a finalização do Passo 1 ou do Passo 5. A execução do Passo 5, no entanto, depende da finalização do Passo 4, que por sua vez depende da finalização do Passo 3. Logo, a ativação do Passo 3 pelo Passo 5 implica em percorrer o *loop* e ativar os Passos 3,4 e 5 mais de uma vez ao longo do procedimento.

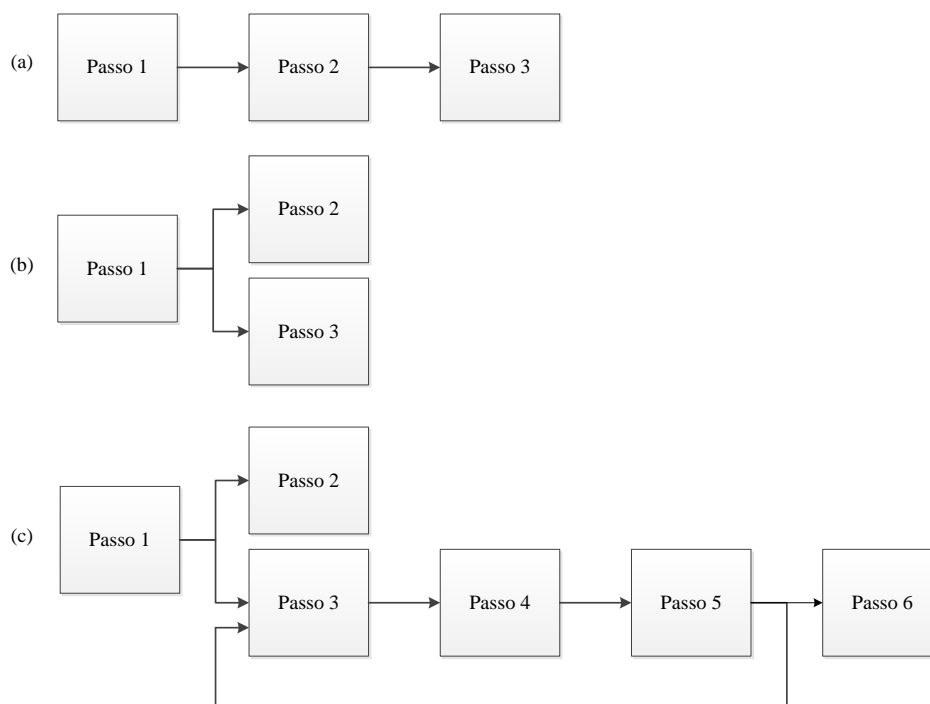


Figura 28 - Possíveis configurações das malhas de passos. Em (a), a ligação em sequência. Em (b), a ligação em sequência com ramificação. Em (c), a ligação em sequência com ramificação, sendo que uma das ramificações retorna a uma etapa anterior. As setas representam a ordem de ativação.

Um passo só poderá ser desativado caso um critério de desativação, associado ao mesmo, se torne verdadeiro. Em um procedimento de partida, existem critérios de desativação que utilizam velocidades de rotação do eixo, variáveis provenientes de checagens de temperatura de componentes da turbina a gás, abertura de válvulas ou de sistemas auxiliares, como no momento anterior ao acoplamento do motor de partida. As condições também podem sofrer alterações ao longo de um mesmo procedimento, fazendo com que alguns passos executem seus comandos mais de uma vez, como é o caso dos passos 3, 4 e 5 na Figura 28c.

Por motivos de segurança, um passo também pode ser forçadamente finalizado, mesmo que as condições pertinentes a ele ainda não tenham sido satisfeitas. Em geral, a finalização forçada é determinada por uma questão de tempo, isto é, cada passo deve estar associado a um tempo máximo de execução. Caso esse tempo seja desrespeitado, pode ocorrer um *trip* da sequência, ou seja, sua finalização abrupta. Um alarme é executado na sala de controle da usina e pode haver a possibilidade de que uma ação dos operadores solucione

o problema sem necessidade de reinício de todo o procedimento. No entanto, caso um *trip* realmente ocorra, a sequência deve ser reiniciada. O *compound* passo deve possuir uma saída que atenda a esta necessidade.

Dessa maneira, foi implantado o *compound* mostrado na Figura 29. A entrada IN1 é proveniente de um passo anterior ou, no caso do primeiro passo, é proveniente da função central. Para que o passo torne-se ativo, esta entrada deve receber um sinal de ativação que representa o comportamento sequencial do procedimento, ou seja, esta entrada somente receberá o sinal de ativação caso o passo anterior tenha sido finalizado. A entrada CRITÉRIO 1 recebe a condição de desativação pertinente ao passo. Dessa maneira, IN1 e CRITÉRIO 1 determinarão a ativação ou não do passo. Como podem haver diversos passos conectados ao passo em questão, estas entradas recebem numeração, de modo que qualquer par INn e CRITÉRIO n é capaz de ativar e desativar o passo.

A entrada NÚMERO DO PASSO apenas recebe uma numeração e é útil para distinguir os passos entre si. Isso é importante para mostrar ao operador em sua tela do supervisor o passo que está ativo. A entrada TEMPO MÍNIMO é responsável por estabelecer um tempo mínimo de ativação para o passo, o que pode ser requerido em alguns casos. Em oposição, existe a entrada TEMPO MÁXIMO, que estabelece um teto para o tempo em que o passo fica ativo. O desrespeito a este tempo causa erro de execução, indicado pela saída ERRO DE EXECUÇÃO, que pode resultar em um *trip*.

A saída COMANDO é responsável por enviar o comando do passo enquanto ele estiver ativo. A nível de implantação, ela atribui valor binário a uma variável, que será recebida por sistema qualquer que executará uma ação. O comando também pode ir para o supervisor, de modo que pode representar apenas uma visualização para o operador.

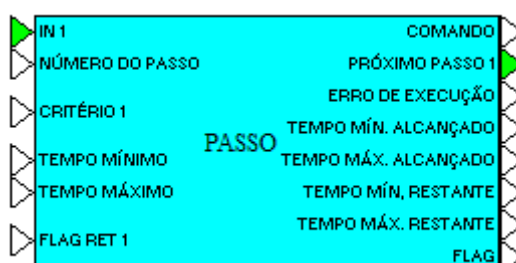


Figura 29 - *Compound* passo criado no VisSim.

A saída PRÓXIMO PASSO1 é ligada à uma entrada IN<sub>n</sub> do próximo passo e é responsável por enviá-lo um sinal de ativação assim que o passo em questão for finalizado. Ela é numerada porque podem existir ramificações a partir de um passo gerando ligações em paralelo. Cada passo que inicie uma ramificação deve estar ligado a saídas PRÓXIMO PASSO diferentes. Por questões de visualização, apenas uma saída PRÓXIMO PASSO é mostrada na Figura 29, mas o *compound* suporta dez saídas PRÓXIMO PASSO diferentes. O mesmo é válido para as entradas IN<sub>n</sub>, CRITÉRIO<sub>n</sub> e FLAG RET<sub>n</sub>.

As saídas TEMPO MIN. ALCANÇADO e TEMPO MÁX. ALCANÇADO são apenas indicadores de alcance destes tempos. A última, no entanto, quando ativada gera um ERRO DE EXECUÇÃO, uma vez que a extrapolação do tempo máximo causa de fato um erro de execução. Do mesmo modo, TEMPO MÍN. RESTANTE e TEMPO MÁX. RESTANTE são apenas contadores que informam quanto tempo falta para a execução do passo ativo continuar em execução ou expirar, respectivamente. Os tempos de cada passo ativo devem ser enviados para a tela do operador e são atualizados conforme os passos são executados um após o outro.

A saída FLAG de um passo foi criada simplesmente como uma forma de comunicação entre as funções passo que estejam formando uma sequência, de modo a manter a ativação de uma função logo após a desativação de outra. Quando uma função passo passo é ativada, a sua saída FLAG se torna verdadeira e retorna para a entrada FLAG RET de uma função passo diretamente anterior para que esta função anterior manenha um comando de ativação na entrada IN1 da função passo atualmente ativa. E assim, a sequência de passos consegue caminhar até o final, ativando uma função passo de cada vez.

A função de automação *central* representa a inteligência da sequência. É ela que ativa, administra e encerra o seu funcionamento. É ela também que manda informações para a tela do operador do sistema supervisorio, indicando as informações necessárias para operação segura. Também opera no sentido inverso, interferindo no comportamento da sequência a partir de comandos do operador. Ela deve sempre estar conectada ao primeiro e último passos da sequência, de modo que possa iniciá-la e receber informação de todos.

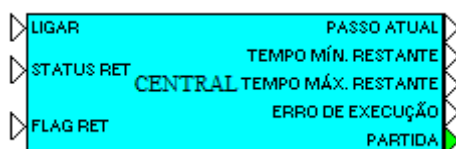


Figura 30 - *Compound* da função *central* implantada no VisSim.

A entrada LIGAR provém do operador ao apertar o botão para inicialização e recebe o comando cuja função é iniciar o procedimento de partida.

Nesse compound, a entrada FLAG RET tem o mesmo funcionamento da entrada FLAG RET da função passo. Já a entrada STATUS RET é por onde a informação dos passos ativos retorna para a central para que possa ser exibida na tela para o operador da usina.

A saída PASSO ATUAL mostra o número do passo que está ativo. A saída TEMPO MÍN. RESTANTE, TEMPO MÁX. RESTANTE e ERRO DE EXECUÇÃO reproduzem os valores destas saídas do passo ativo no momento. Todas estas informações são encaminhadas à tela do operador.

A saída PARTIDA é ligada ao primeiro passo do procedimento de partida. Ela é a responsável por iniciar a sequência, fornecendo o sinal de ativação ao primeiro passo.

### 6.3. Implantação do procedimento de partida

O procedimento de partida implantado consiste da sequência de passos reunidos da literatura e expostos na Tabela 2.

Tabela 2 - Procedimento de partida implantado.

Critério de desativação	Comando	Passo
Comando do operador	Turbina ligada. Início da partida.	1
Equipamentos de proteção checados	Checar equipamentos de proteção.	2



Bombas de lubrificação acionadas	Acionar bombas de lubrificação.	3
Sistema de refrigeração acionado	Acionar sistema de refrigeração.	4
Motor de partida acoplado	Acoplamento do motor de partida.	5
Temperatura de seleção de purga > 120°C e velocidade de rotação $\geq$ 23% da velocidade de operação	Aceleração até a purga com duração de, no máximo, 350s. Temperatura indica partida a quente.	6
Temperatura de seleção de purga < 120°C e velocidade de rotação $\geq$ 23% da velocidade de operação	Aceleração até a purga com duração de, no máximo, 600s. Temperatura indica partida a frio.	6
Finalização do tempo de 350s	Purga com partida a quente completa.	7
Finalização do tempo de 600s	Purga com partida a frio completa.	8
Velocidade de rotação $\leq$ 12% da velocidade de operação.	Ignição.	9
30s para chama detectada	Deteção de chama.	10
Velocidade de rotação $\geq$ 64%	Aceleração até velocidade de autossustentação.	11
Motor de partida	Desacoplamento do motor de partida.	12

desacoplado		
Velocidade de rotação = 100% da velocidade de operação	Aceleração até velocidade de operação	13
Sem checagens.	Turbina a gás sincronizada.	14

A turbina a gás é iniciada por um comando do operador, no Passo 1. Em seguida, verifica-se se os equipamentos de proteção estão checados no passo 2 e se as bombas de lubrificação estão acionadas no passo 3. Para fins de simulação, foram admitidos tempos de checagens de 10s para cada um, de modo que este tempo pode ser modificado a critério do usuário, a depender do sistema que estiver sendo simulado. No passo 4 verifica-se se o sistema de refrigeração está acionado. Do mesmo modo, foi admitido um tempo de 20s para o seu acionamento. O passo 5 é utilizado para acoplar o motor de partida ao eixo da turbina a gás e dado o tempo de 6s para o acoplamento. Em seguida, o passo 6 é ativado. Seu comando faz a turbina acelerar até 23% da velocidade de operação, iniciando a purga. O tempo de purga é determinado pela característica da partida: em caso de partida a frio, o tempo de purga é de 600s. Em caso de partida a quente, o tempo de purga é de 350s. A finalização da contagem do tempo de purga determinado para a partida executada finaliza o passo 7, no caso de partida a quente, ou o 8 no caso de partida a frio. Em seguida, há a queda de velocidade para a ignição. O passo 9 checa se a velocidade de rotação é menor que 12% da velocidade de operação e ativa a ignição. Em seguida, há uma espera de 30s (BOYCE, 2006) para detecção de chama no passo 10. O passo 11 ativa o comando para aceleração até a velocidade de autossustentação até que a velocidade atinja 64% (KIM, SONG, *et al.*, 2002) da velocidade de operação. O passo 12 então desacopla o motor de partida. O passo 13 ativa o comando de aceleração para a velocidade de operação até que a velocidade atinja 100% da velocidade de operação.

Para executar a simulação do procedimento, foi necessário introduzir uma curva de rotação de partida no VisSim. Foram encontradas diversas curvas na literatura, com diferenças em características como velocidade de purga, duração da purga e velocidade de ignição. Evidentemente, cada curva corresponde a um modelo de turbina a gás específico. A

mais recorrente possui a forma mostrada na Figura 31, criada com base na curva mostrada em (LORA e NASCIMENTO, 2004).

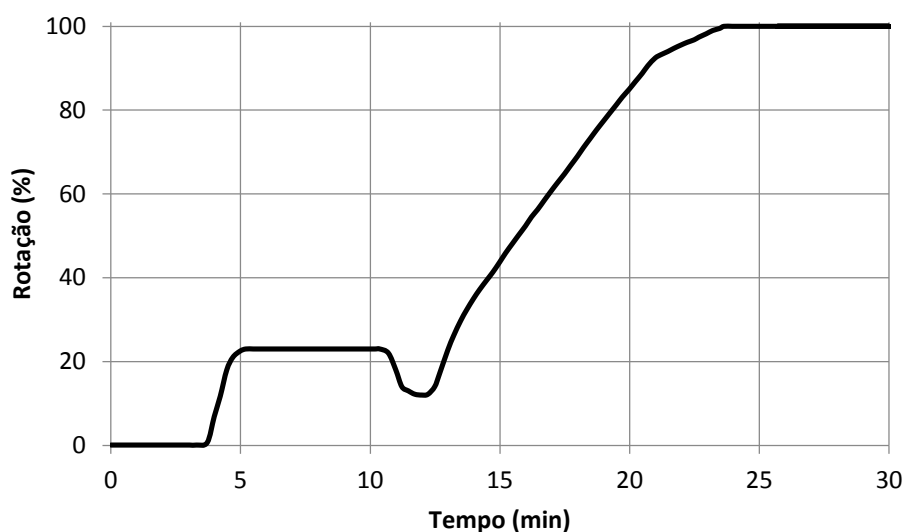


Figura 31 - Curva da velocidade da turbina durante a partida (LORA e NASCIMENTO, 2004).

O sequenciamento de partida com a ordem de precedência dos passos é mostrado na Figura 32 e a sua implantação no VisSim, com os *compounds* passo e central, é apresentada na Figura 33 e na Figura 34. É possível ver a função Central ligada ao primeiro passo, e todos eles em seguida ligados em sequência por meio da variável STATUS. Os flip-flops RS foram utilizados apenas para armazenar as variáveis importantes, que seriam mostradas em uma tela de operação. Os atrasos estão presentes para simular os tempos de ocorrência dos eventos, como checagem de equipamentos de proteção ou acoplamento do motor de partida. Todos os passos descritos e implantados neste trabalho estão apresentados na Figura 33 e Figura 34.

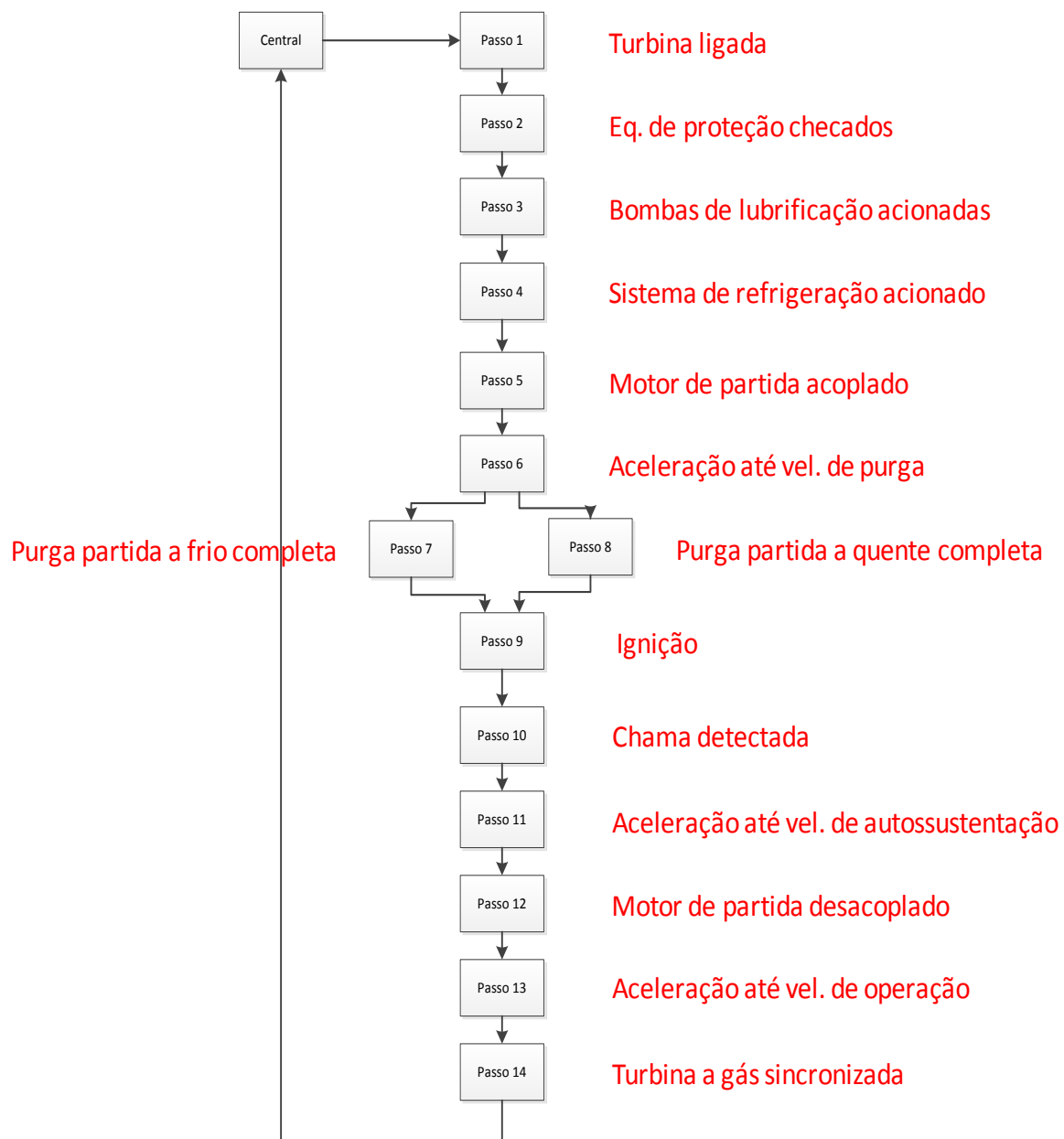


Figura 32 - Sequenciamento de partida.

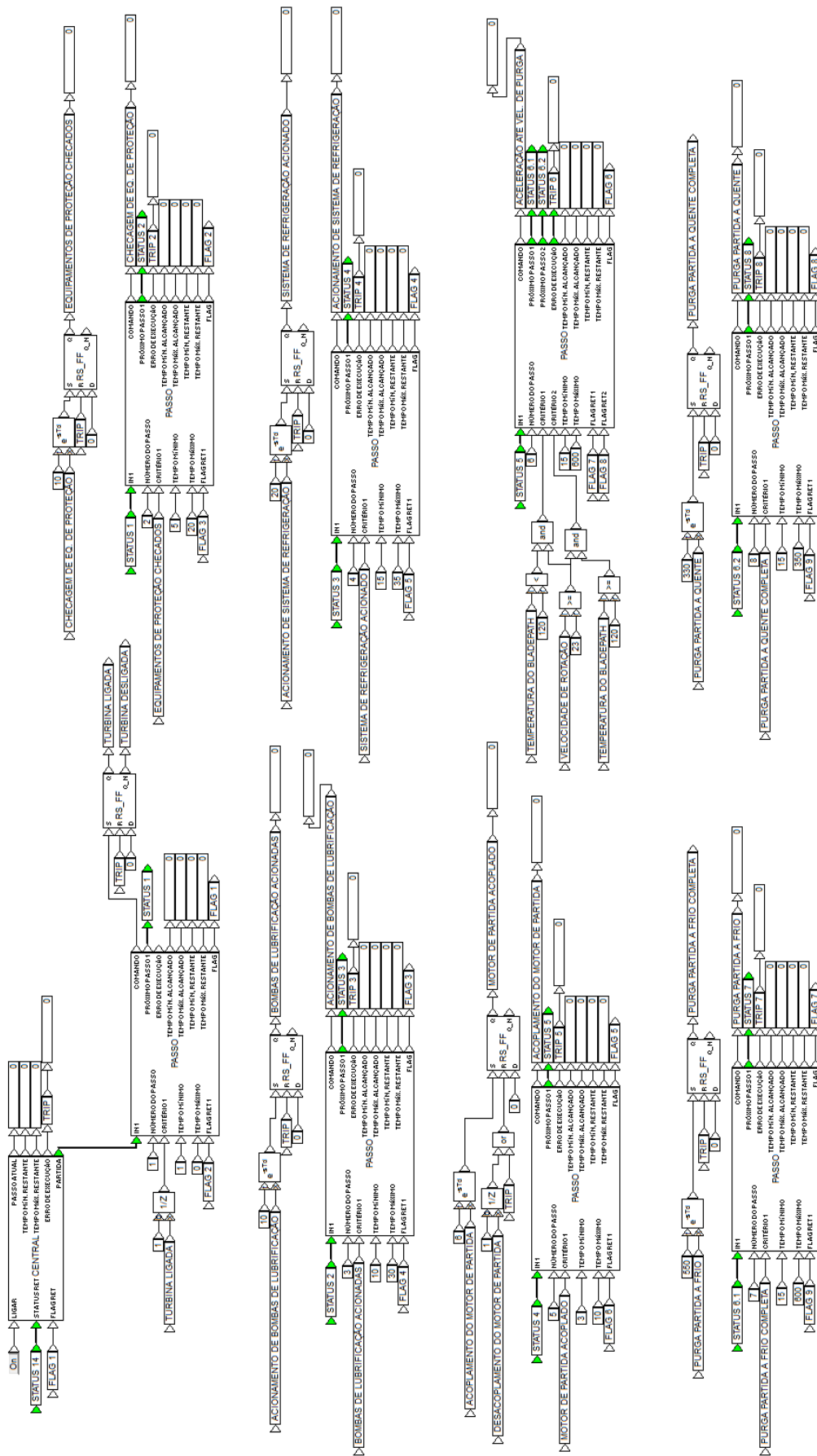


Figura 33 - Arquivo do VisSim com a implantação do procedimento de partida da Tabela 2. Passos 1 a 8.

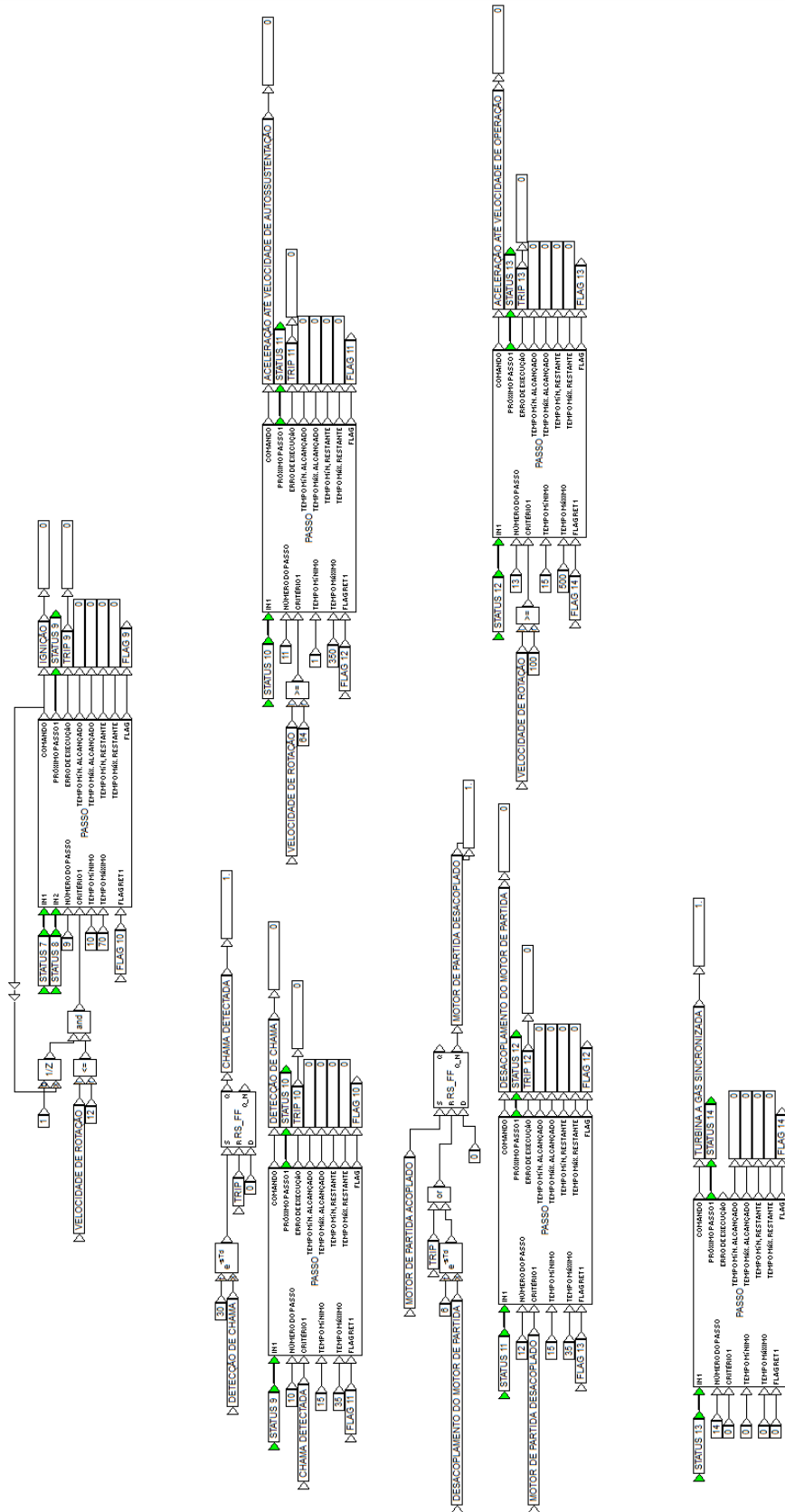


Figura 34 - Arquivo do VisSim com implementação do procedimento de partida da Tabela 2. Passos 9 a 14.

Foram efetuadas duas simulações, uma sem *trip* e outra forçando uma condição de *trip*. A condição pode ser criada forçando o não alcance do critério de qualquer passo pertencente ao procedimento, de modo que ele não é finalizado e não ativa o próximo da sequência. Sua saída ERRO DE EXECUÇÃO é ativada, indicando a ocorrência de *trip* ao operador.

O passo escolhido para ocorrência de *trip* foi o Passo 10, em que ocorre a detecção de chama em até 30s após a ignição. Caso a chama não seja detectada dentro deste tempo, a condição de *trip* é ativada. Forçou-se, então, a não detecção da chama através da extensão do tempo de ativação da variável CHAMA DETECTADA para 40s, como se mostra na Figura 35.

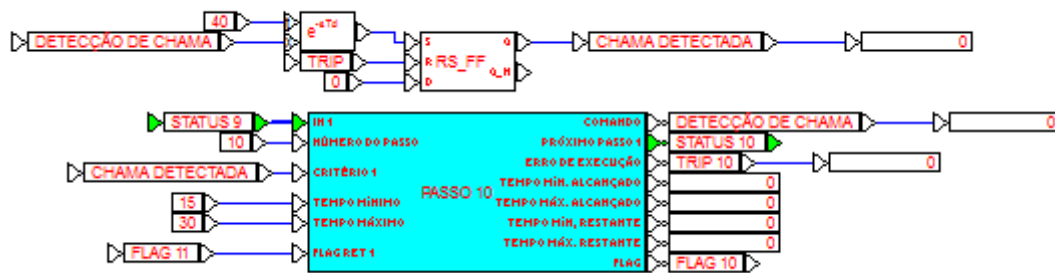


Figura 35 - Passo 10: tempo de detecção da chama de 40s ultrapassa o *deadline* (entrada TEMPO MÁXIMO) e causa *trip*.

Os resultados de ambas as simulações estão no capítulo 7.

## 7. Resultados

### 7.1. Simulação sem *trip*

Foi simulado o procedimento de partida desenvolvido, com a utilização de dados referentes a uma partida sem *trip*. Os resultados obtidos da simulação são apresentados nas figuras 34 a 47.

A Figura 36 mostra os principais elementos presentes na simulação efetuada que o operador visualizaria. O gráfico mostra a velocidade de rotação da turbina a gás a cada instante. No caso da simulação, ela é extraída do arquivo *rotação.dat*. À direita, as principais variáveis monitoradas:

- Turbina ligada;
- Equipamentos de proteção checados;
- Bombas de lubrificação acionadas;
- Sistema de refrigeração acionado;
- Motor de partida acoplado;
- Purga partida a frio completa;
- Purga partida a quente completa;
- Ignição;
- Chama detectada;
- Aceleração até velocidade de autossustentação;
- Motor de partida desacoplado;
- Aceleração até velocidade de operação;
- Turbina a gás sincronizada.

As luzes ao lado de cada variável indicam seu status no momento. As luzes vermelhas indicam a negação da variável, enquanto que as luzes verdes indicam a sua afirmação. Desse modo, antes de iniciar o procedimento de partida, a única indicação verde é MOTOR DE PARTIDA DESACOPLADO, como pode ser visto na Figura 36, indicando coerentemente que o motor de partida ainda não foi acoplado.



Há ainda a TEMPERATURA DE SELEÇÃO DE PURGA, à esquerda, que não é uma variável de monitoramento importante na tela do operador, mas deve ser especificada na simulação. Em uma partida real, ela provém da medição de um sensor.

Em destaque, abaixo, está a variável de TRIP, cujo monitoramento é fundamental. Sua luz indicadora assume um padrão diferente, mais comum em sistemas supervisórios, onde o vermelho é utilizado para indicar situação urgente ou de perigo. Portanto, em casos de *trip*, sua luz indicadora torna-se vermelha.

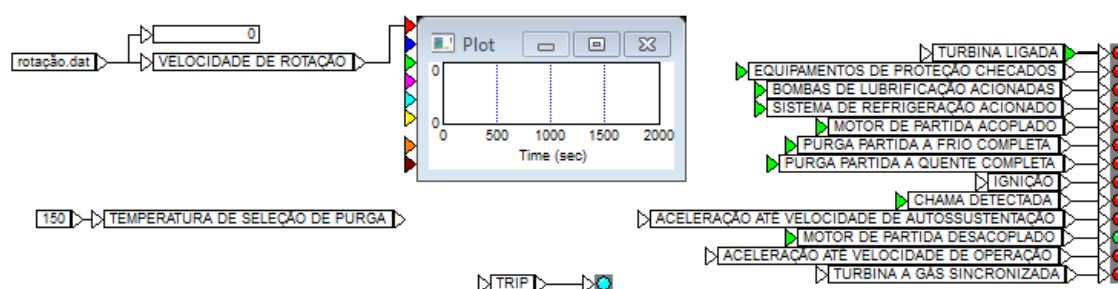


Figura 36 - Variáveis de monitoramento importante.

A partida é iniciada com o acionamento do botão conectado à entrada LIGAR da função Central, como mostrado na Figura 37. Nesse momento, a turbina deve iniciar a operação e seu status deve se tornar LIGADA. A luz verde à direita da variável TURBINA LIGADA indica a mudança.

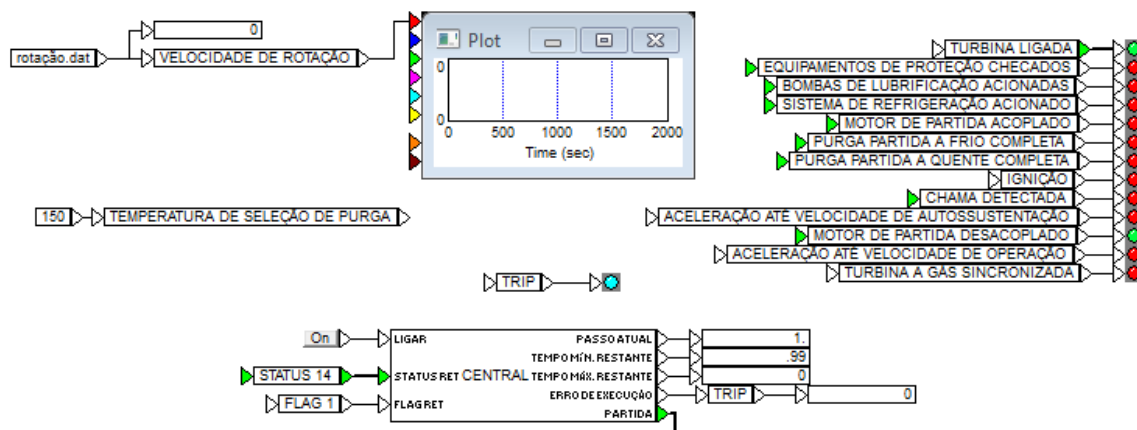


Figura 37 - Primeiro passo de operação. Turbina ligada.

O Passo 2 ocorre após o fim do Passo 1, e inicia a checagem de equipamentos de proteção. A luz acionará somente quando o passo for finalizado, indicando que os equipamentos foram checados.

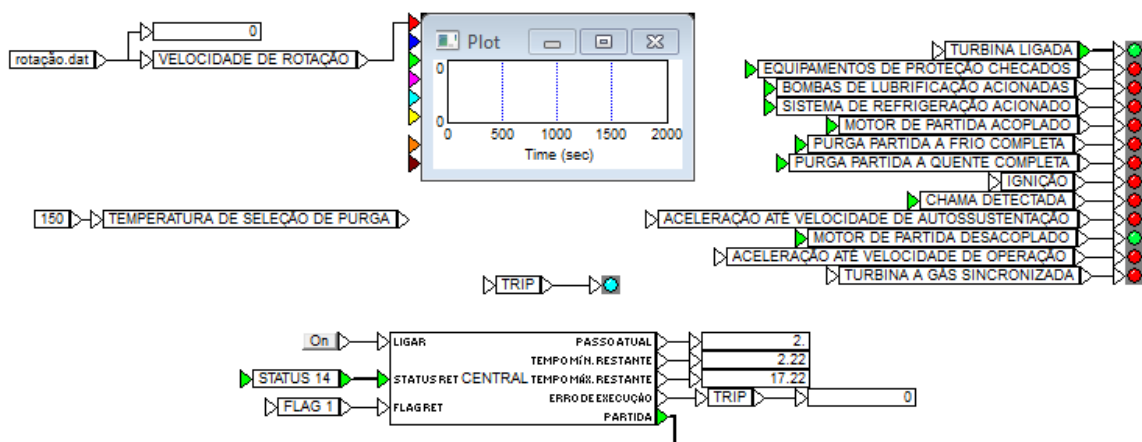


Figura 38 - Segundo passo de operação. Checagem dos equipamentos de proteção da turbina a gás.

A Figura 39 mostra o Passo 3 em execução. A luz verde em EQUIPAMENTOS DE PROTEÇÃO CHECADOS indica a finalização do Passo 2. Neste momento, está sendo realizado o acionamento das bombas de lubrificação.

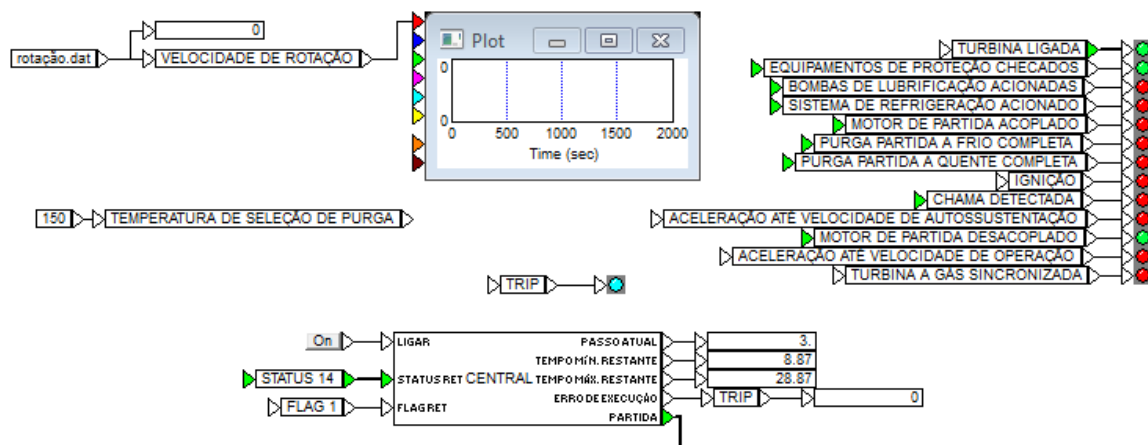


Figura 39 - Terceiro passo de operação. Acionamento das bombas de lubrificação.

A Figura 40 mostra a simulação em seu quarto passo. As bombas de lubrificação foram acionadas no passo anterior, e se inicia o acionamento do sistema de refrigeração.

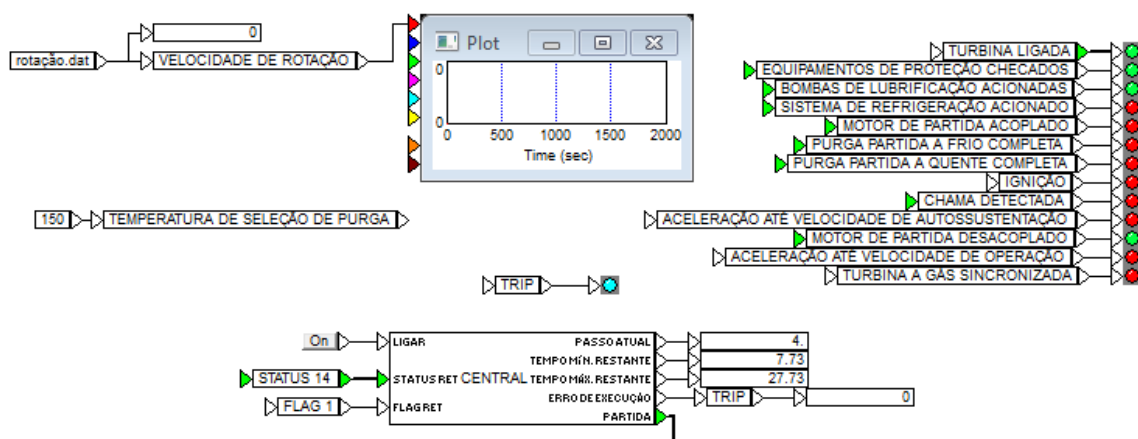


Figura 40 - Quarto passo de operação. Acionamento do sistema de refrigeração.

O quinto passo é mostrado na Figura 41. O sistema de refrigeração já está acionado e agora o motor de partida está sendo acoplado. Após o acoplamento a velocidade de rotação do eixo começa a se elevar com o torque fornecido pelo motor.

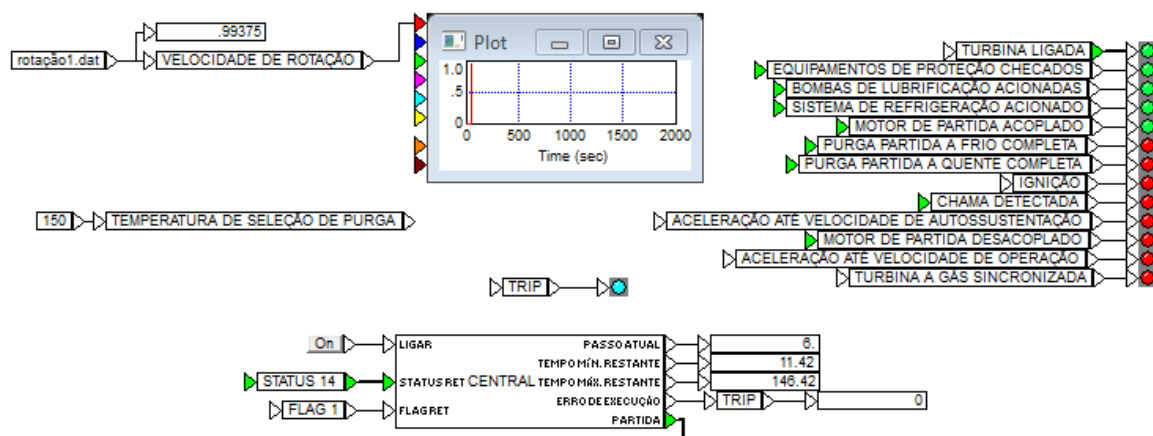


Figura 41 - Quinto passo de operação. Acoplamento do motor de partida.

Em seguida, a velocidade de rotação sobe e a turbina a gás encaminha-se para a purga. A TEMPERATURA DE SELEÇÃO DE PURGA definida em 150°C estabelece que se trata de uma partida a quente, e portanto a purga dura 330s.

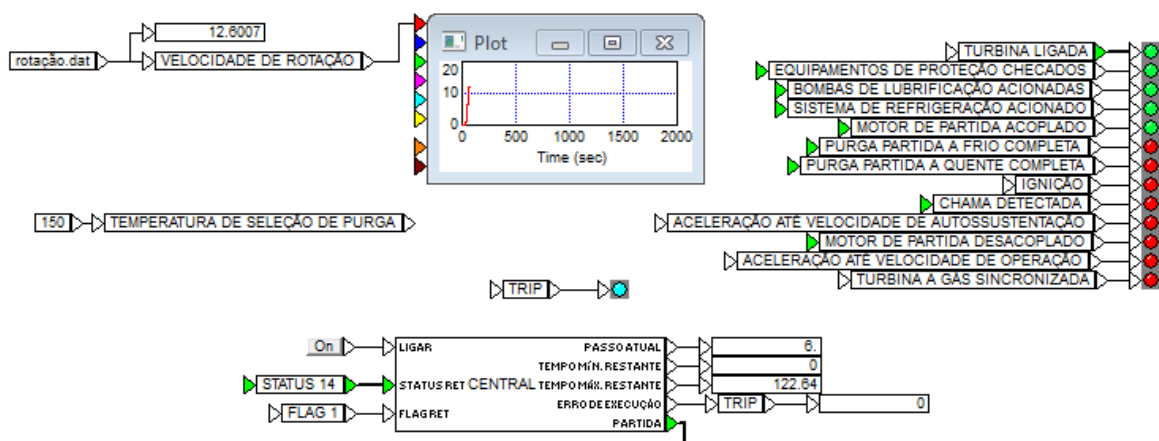


Figura 42 - Sexto passo de operação. Aceleração até velocidade de purga.

O sétimo passo do procedimento não é ativado, uma vez que ele corresponde a purga de partida a frio. No seu lugar, o oitavo passo é acionado. No gráfico da Figura 43 pode-se ver a rotação constante em 23% da velocidade nominal.

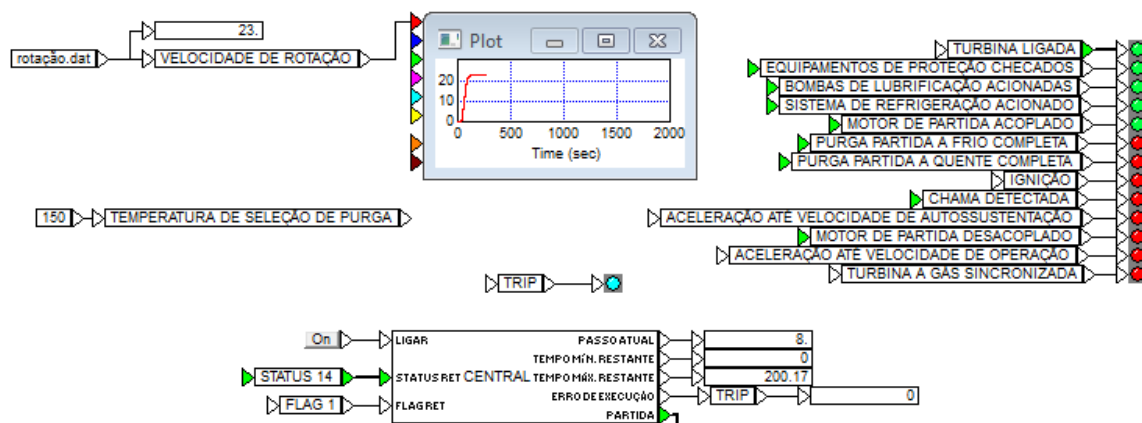


Figura 43 - Oitavo passo de operação. Purga.

Com o fim da purga, a variável PURGA PARTIDA A QUENTE COMPLETA é visualizada com a luz indicativa verde e, em sequência, o passo 9 é ativado e se dá a ignição no combustor, como pode-se ver na Figura 44.

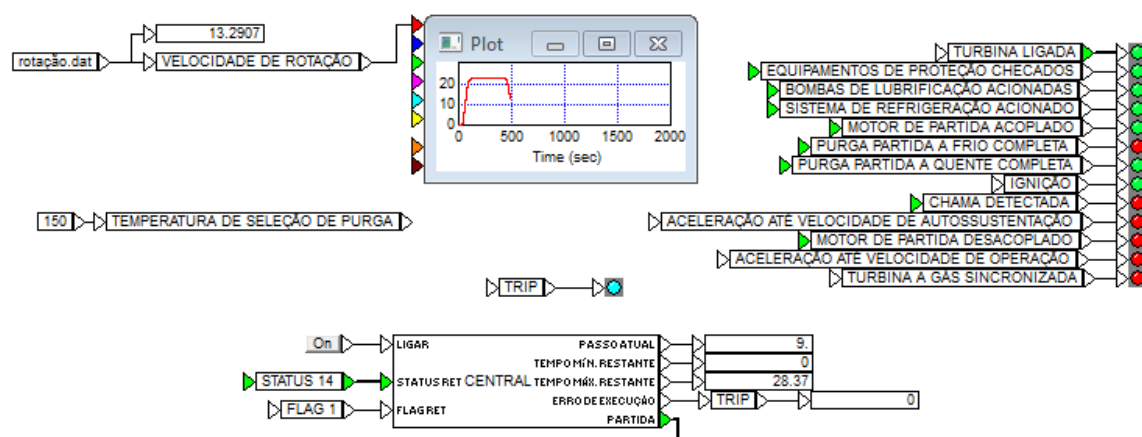


Figura 44 - Nono passo de operação. Ignição.

A ignição ocorre apenas durante um intervalo de tempo, não permanecendo ativa até o fim da partida. Na Figura 45, a luz indicativa da ignição já se torna vermelha, indicando o seu fim. O passo 10 tem início e a detecção de chama deve ocorrer em 30s.

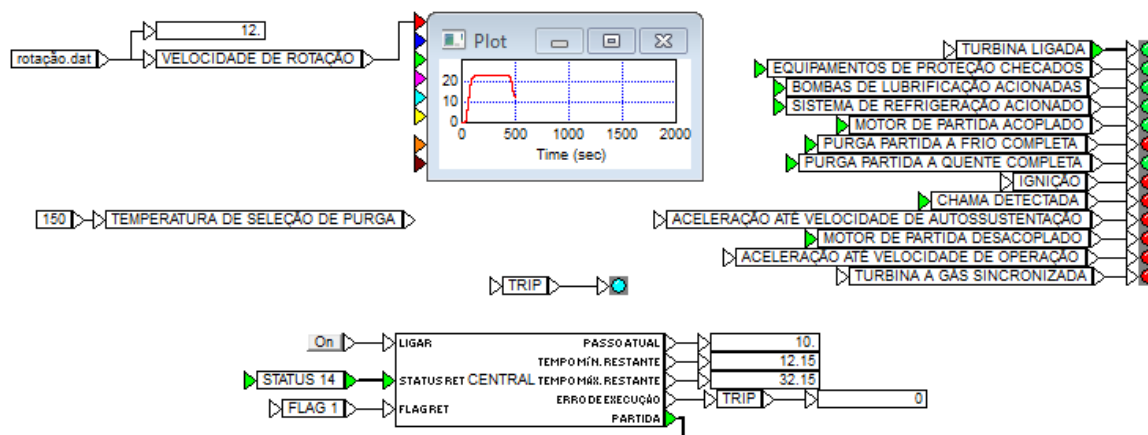


Figura 45 - Décimo passo de operação. Detecção de chama.

O passo 11 é iniciado após a finalização do passo 10. A chama foi detectada dentro do *deadline* e a turbina a gás, agora com queima sendo realizada, segue acelerando até a velocidade de autossustentação, conforme é apresentado na Figura 46.

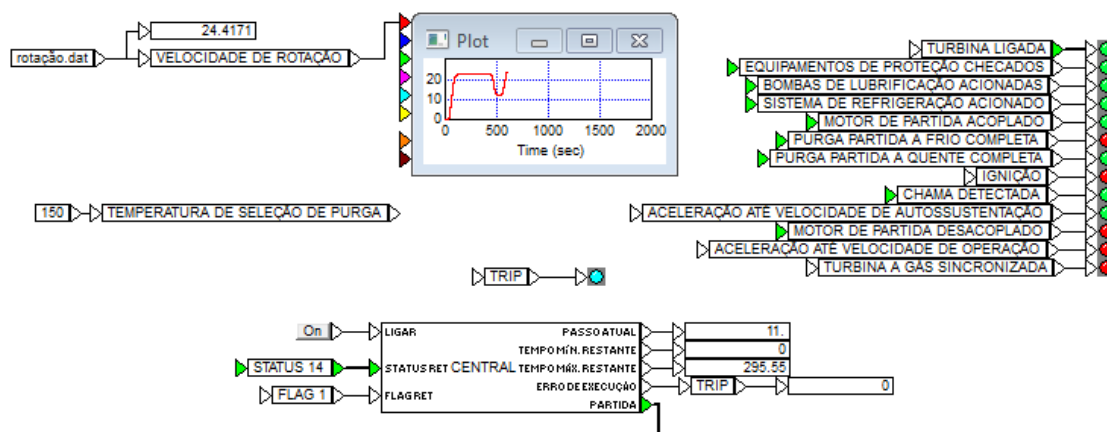


Figura 46 - Décimo primeiro passo de operação. Aceleração até velocidade de autossustentação.

O passo 12 prossegue com o desacoplamento do motor de partida. Na Figura 47, a luz indicativa verde aparece ao lado da variável MOTOR DE PARTIDA DESACOPLADO. Por redundância, a luz indicativa da variável MOTOR DE PARTIDA ACOPLADO torna-se vermelha.

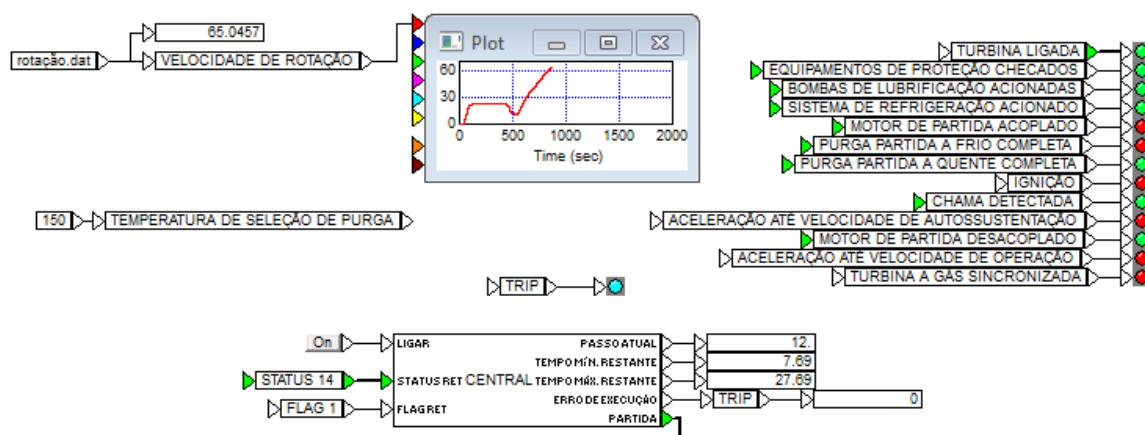


Figura 47 - Décimo segundo passo de operação.

O passo 13 é ativado após atingir a velocidade de autossustentação com a finalização do passo 12. A turbina a gás é acelerada até a velocidade de operação, e a luz indicativa da ACELERAÇÃO ATÉ A VELOCIDADE DE OPERAÇÃO torna-se verde, como mostra a Figura 48.

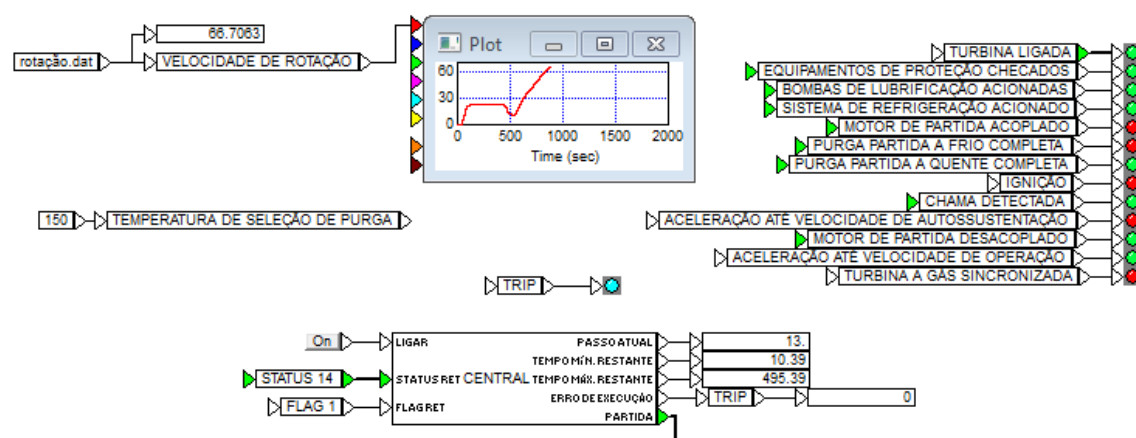


Figura 48 - Décimo terceiro passo de operação.

Na Figura 49, o último passo do procedimento está ativo. A turbina acelerou até a velocidade de operação e encontra-se já no regime. O último comando a ser enviado pelo procedimento de partida é o de sincronização da turbina a gás. A luz indicativa verde ao lado da variável TURBINA A GÁS SINCRONIZADA representa o fim do procedimento.

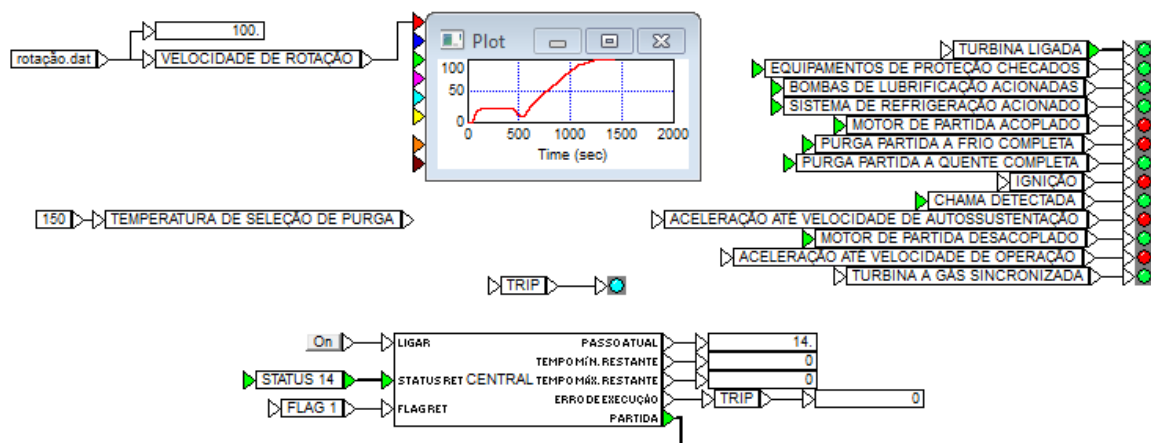


Figura 49 - Décimo quarto passo do procedimento. Operação.

A Figura 50 mostra um comparativo entre a rotação e a ativação dos passos obtida, com destaque para alguns passos. É possível perceber a sua sincronização correta, o nível de rotação e os momentos em que eles ocorrem.



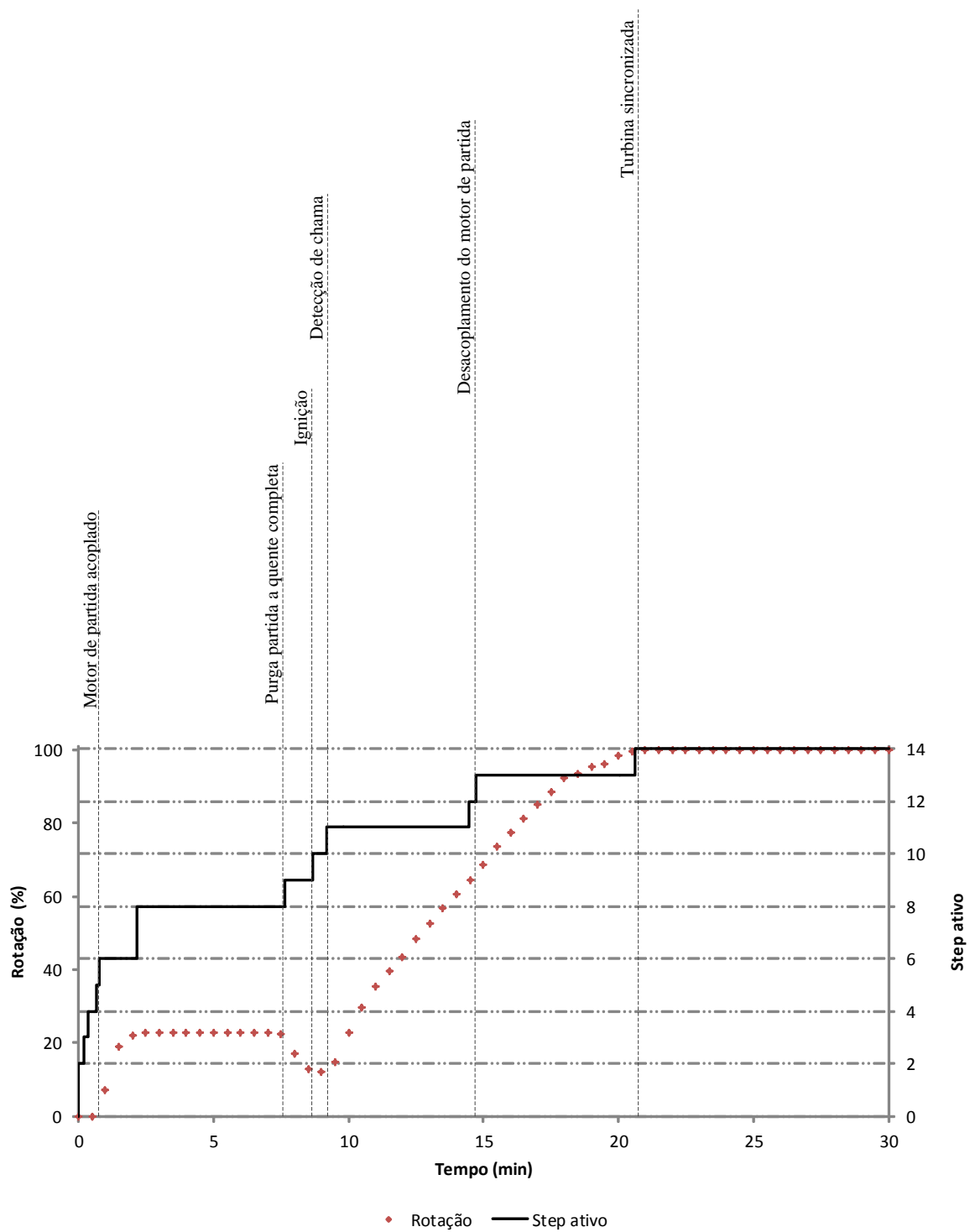


Figura 50 – Rotação e passos ativos.

## 7.2. Simulação com *trip*

A simulação com *trip* foi realizada aumentando-se o tempo de detecção de chama de modo que ultrapassasse seu deadline. Todos os passos até o passo 9 executaram de forma idêntica à simulação anterior, mostrados na Figura 37 (passo 1), Figura 38 (passo 2), Figura 39 (passo 3), Figura 40 (passo 4), Figura 41 (passo 5), Figura 42 (passo 6), Figura 43 (passo 8) e Figura 44 (passo 9), e a curva de velocidade utilizada também foi a mesma até o momento da detecção de chama, quando, por causa do *trip*, a rotação cai a zero.

Procedendo-se as modificações descritas, o *trip* ocorreu como previsto no passo 10 e foi prontamente identificado na função central, abortando a partida. Assim, as luzes indicadoras de todas as variáveis tornaram-se vermelhas e a luz que indica o alarme do *trip* também tornou-se vermelha, indicando sua ocorrência.

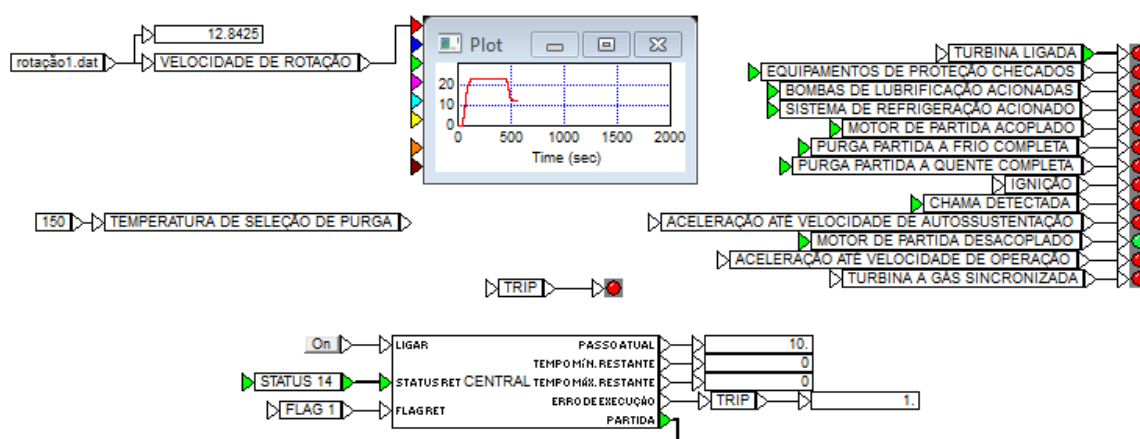


Figura 51 - Ocorrência do *trip* no Passo 10.

A Figura 52 mostra o resultado da simulação no tempo. É possível ver o momento de ativação dos passos e o momento em que ocorre o erro.

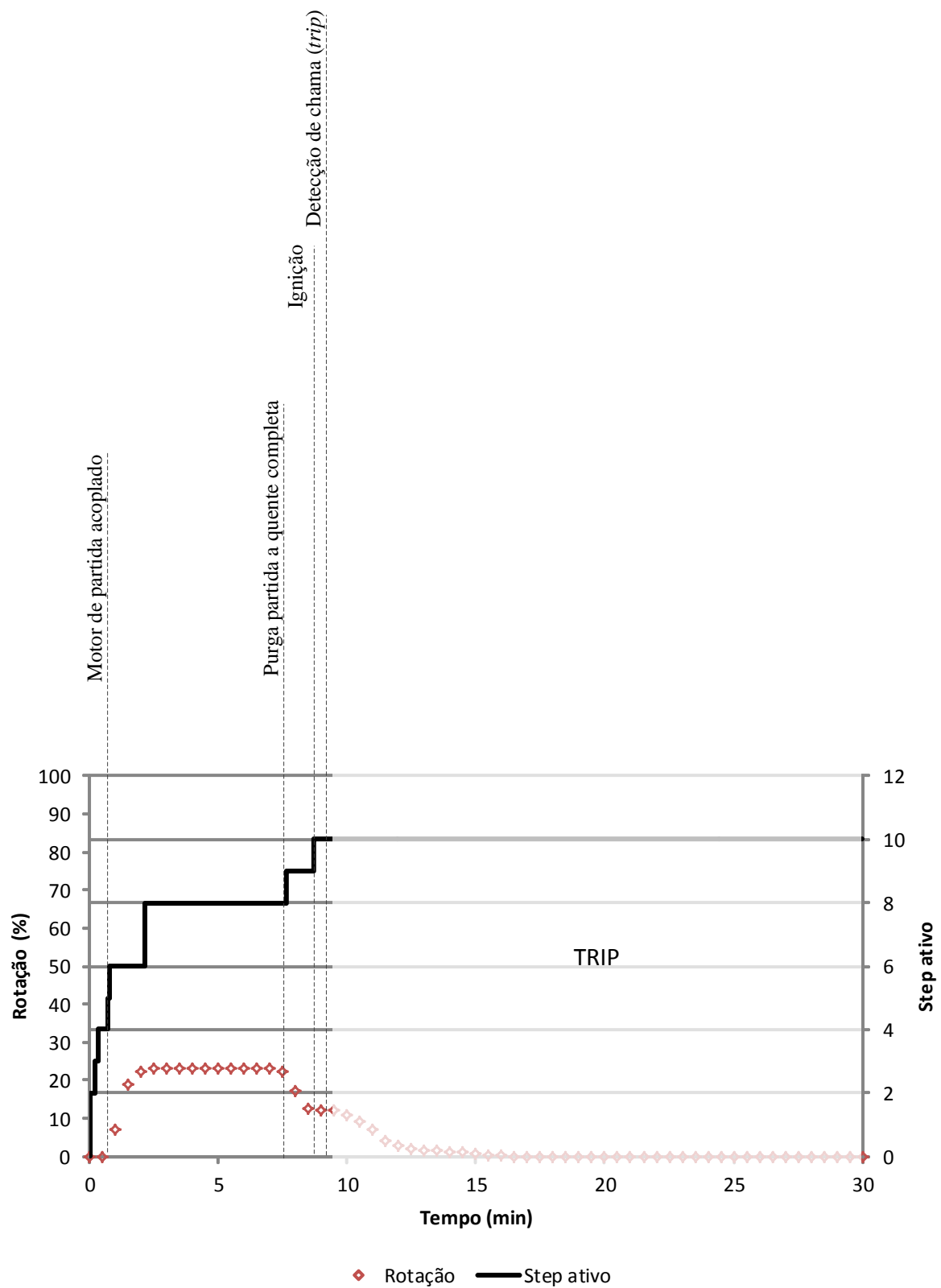


Figura 52 - Simulação com *trip*.

## 8. Conclusões

A partir da descrição do procedimento de partida de uma turbina a gás encontrada na literatura, foi possível desenvolver uma função capaz de representar cada etapa de uma sequência individualmente, embora, quando conectada em uma cadeia de funções iguais, mostrou-se também capaz de atuar coletivamente e obedecendo a ordem de execução. Dessa forma, o desenvolvimento se mostrou bastante eficaz para gerar uma sequência de comandos ordenados com o uso dos *compound* passo e central.

Os resultados obtidos foram coerentes com as informações da literatura, uma vez que foi mostrada a ativação dos passos nos momentos corretos. Além disso, o funcionamento da malha reunindo os 14 passos e a função central mostrou-se adequado aos objetivos existentes para cada uma delas, de modo que os passos conseguiram suceder-se na ordem desejada e a função central foi capaz de monitorar o funcionamento.

Algumas saídas da função central apresentam-se úteis, ainda, para visualização por parte dos operadores em uma sala de controle, para fins de monitoramento do processo. Assim como as variáveis de comando se comunicam com a turbina, com o sistema de controle e com os sistemas auxiliares, estas saídas poderiam comunicar-se com as telas do supervisor.

O procedimento de partida desenvolvido utilizou dados disponíveis na literatura, mas é possível adaptá-lo facilmente para procedimentos reais em usinas termelétricas operando em ciclo simples ou combinado. Dessa forma, é deixado como sugestão implantar o procedimento de partida com as funções desenvolvidas neste trabalho no controle de partida da turbina a gás, fechando a malha de controle com os modelos matemáticos dos sistemas auxiliares, *governor*, motor de partida e turbina a gás.

## Bibliografia

ASME. #135 Neuchâtel Gas Turbine. **ASME**. Disponível em: <[http://www.asme.org/about-asme/history/landmarks/topics-a-l/electric-power-production-steam/-135-neuchatel-gas-turbine-\(1939\)](http://www.asme.org/about-asme/history/landmarks/topics-a-l/electric-power-production-steam/-135-neuchatel-gas-turbine-(1939))>. Acesso em: 13 fev. 2013.

BATHIE, W. W. **Fundamentals of Gas Turbines**. Segunda. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1996.

BOYCE, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. [S.l.]: Elsevier, 2006.

CENTRAL INTELLIGENCE AGENCY. The World Factbook. **Central Inteligency Agency**. Disponível em: <<https://www.cia.gov/library/publications/the-world-factbook/rankorder/2232rank.html>>. Acesso em: 19 fev. 2013.

CLEYNEN, O. File: Fan blades and inlet guide vanes of GENx-2B.jpg. **Wikimedia Commons**, 2011. Disponível em: <[http://commons.wikimedia.org/wiki/File%3AFan\\_blades\\_and\\_inlet\\_guide\\_vanes\\_of\\_GENx-2B.jpg](http://commons.wikimedia.org/wiki/File%3AFan_blades_and_inlet_guide_vanes_of_GENx-2B.jpg)>. Acesso em: 07 abr. 2013.

COHEN, H.; ROGERS, G. F. C.; SARAVANAMUTTOO, H. I. H. **Gas Turbine Theory**. Londres: Longman, 1996.

COMPRESSOR stall margin curve. **Answer**. Disponível em: <<http://www.answers.com/topic/compressor-stall-margin-curve>>. Acesso em: 21 mar. 2013.

DAY, J. **Engines - The Search for Power**. [S.l.]: [s.n.], 1980.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanço Energético Nacional 2012 - Resultados Preliminares - Ano-base 2011**. Rio de Janeiro. 2012.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanço Energético Nacional 2012: ano base 2011**. Rio de Janeiro. 2012.

FOLHA DE SÃO PAULO. Nível dos reservatórios do Sudeste alcançará 54,2% no fim de março, diz ONS. **Folha de São Paulo**, 25 fev. 2013. Disponível em:

<<http://www1.folha.uol.com.br/mercado/1236448-nivel-dos-reservatorios-do-sudeste-alcancara-542-no-fim-de-marco.shtml>>. Acesso em: 04 mar. 2013.

GASNET. Termelétricas - Ciclo combinado. **Gasnet**. Disponível em: <[http://www.gasnet.com.br/novo\\_termeletricas/ciclo.asp](http://www.gasnet.com.br/novo_termeletricas/ciclo.asp)>. Acesso em: 21 mar. 2013.

GE. GE Measurement & Control. **OC6000e Turbine Control**. Disponível em: <<http://www.ge-mcs.com/en/turbine-control/oc-controls/oc6000e-turbine-control.html>>. Acesso em: 07 mar. 2013.

GIAMPAOLO, A. **Gas turbine handbook: principles and practices**. [S.l.]: [s.n.], 2006.

GOSWAMI, D. Y.; KREITH, F. **The CRC Handbook of Mechanical Engineering**. [S.l.]: CRC Press, 2005.

HODGE, B. K. **Sistemas e Aplicações de Energia Alternativa**. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

HUNT, R. J. **The History of the Industrial Gas Turbines**. IDGTE. Morpeth. 2011.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. 2009 Energy Balance for European Union - 27. **International Energy Agency**. Disponível em: <[http://www.iea.org/stats/electricitydata.asp?COUNTRY\\_CODE=30](http://www.iea.org/stats/electricitydata.asp?COUNTRY_CODE=30)>. Acesso em: 18 fev. 2013.

KIM, J. H. et al. Dynamic Simulation of Full Startup Procedure of Heavy-Duty Gas Turbines. **Transactions of the ASME**, 2002.

LANG, R. P. **Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook: Selection & Application**. Terceira. ed. Connecticut: [s.n.], v. 2, 1985.

LORA, E. E. S.; DO NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica - Planejamento, Projeto e Operação**. Rio de Janeiro: Editora Interciência, v. 1, 2004.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. D. **Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**. Rio de Janeiro: Interciência, v. 2, 2004.

MATHWORKS. Matlab: The Language of Technical Computing. **MathWorks**. Disponível em: <<http://www.mathworks.com/products/matlab/>>. Acesso em: 16 mar. 2013.

MCNEIL, I. **An Encyclopedia of the history of technology**. Londres: Routledge, 1990.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Gestão da Comercialização de Energia - Leilões de Energia**. [S.l.]. 2013.

MORAN, M. J. **Engineering Thermodynamics**. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999.

NFL. Aerodynamics: Angle of Attack. **The NFL Squadrons: Air Warrior** HomePage, 26 jul. 1998. Disponível em: <<http://airwarrior.afkamm.co.uk/Aerodynamics/aero3.shtml>>. Acesso em: 17 mar. 2013.

ONS. Energia Armazenada. **ONS**, 04 mar. 2013. Disponível em: <[http://www.ons.org.br/historico/energia\\_armazenada\\_out.aspx](http://www.ons.org.br/historico/energia_armazenada_out.aspx)>. Acesso em: 04 mar. 2013.

ONS. O que é o SIN - Sistema Interligado Nacional. **ONS: Operador Nacional do Sistema Elétrico**. Disponível em: <[http://www.ons.org.br/conheca\\_sistema/o\\_que\\_e\\_sin.aspx](http://www.ons.org.br/conheca_sistema/o_que_e_sin.aspx)>. Acesso em: 20 mar. 2013.

PORTAL BRASIL. Gás Natural. **Portal Brasil**. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/sobre/economia/energia/petroleo-gas-natural-e-derivados/gas-natural>>. Acesso em: 02 mar. 2013.

PORTAL BRASIL. Hidroeletricidade. **Portal Brasil**. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/sobre/economia/energia/setor-eletrico/hidroeletricidade>>. Acesso em: 02 mar. 2013.

RAZAK, A. M. Y. **Industrial Gas Turbines: Performance and Operability**. Boca Raton: CRC Press, 2007.

RESNICK, R.; HALLIDAY, D.; KRANE, K. S. **Física 2**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

ROLDÁN-VILLASANA, E. J. et al. **Gas Turbine Power Plant Modelling for Operation Training**. [S.l.]: Sciyo, 2010.

SIEMENS. Siemens. **SPPA-T3000 Control System**: The Benchmark in Controls. Disponível em: <<http://www.energy.siemens.com/hq/en/automation/power-generation/sppa-t3000.htm#content=Description>>. Acesso em: 07 mar. 2013.

THE DRAPER PRIZE. 1991 Winners: Hans von Ohain and Frank Whittle. **The Draper Prize**. Disponível em: <<http://www.draperprize.org/1991.php>>. Acesso em: 17 fev. 2013.

TULIO, D. **Sistema de Proteção Anti-Surge para Compressores**. Curitiba. 2006.

U.S ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION (EIA). **Annual Energy Review 2011**. Washington DC. 2012.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. Internation Energy Statistics. **U.S. Energy Information Administration**, 2011. Disponível em: <<http://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/iedindex3.cfm?tid=2&pid=alltypes&aid=12&cid=CH,&syid=2011&eyid=2011&unit=BKWH>>. Acesso em: 19 fev. 2013.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. **Fundamentals of Classical Thermodynamics**. [S.l.]: Wiley, 1986.

VISUAL SOLUTIONS INCORPORATED. VisSim. **VisSim**: a graphical language for simulation and model-based embedded development. Disponível em: <<http://www.vissim.com/products/vissim.html>>. Acesso em: 09 mar. 2013.

WALLCHAN. Wallchan. Disponível em: <<http://www.wallchan.com/images/sandbox/78200-turbine-jet-engine.jpg>>. Acesso em: 21 mar. 2013.

WALSH, P. P.; FLETCHER, P. **Gas Turbine Performance**. Segunda. ed. [S.l.]: Blackwell Science, 2004.

WESTINGHOUSE POWER GENERATION BUSINESS UNIT. **501F Econopac Application Handbook**. [S.l.]: [s.n.], 1994.



WYLEN, G. J. V.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica.**  
São Paulo: Edgard Blucher, 1976.